

**T.C.**  
**BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**SAVUNMA SANAYİSİ İÇİN TRANSFER PRESİ**  
**GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ÖMER AÇIKEL**

**BALIKESİR, HAZİRAN - 2020**

**T.C.**  
**BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**SAVUNMA SANAYİSİ İÇİN TRANSFER PRESİ**  
**GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**ÖMER AÇIKEL**

**Jüri Üyeleri :** Doç. Dr. Ergun ATEŞ (Tez Danışmanı)  
Prof. Dr. İrfan AY  
Prof. Dr. Ramazan YAMAN

**BALIKESİR, HAZİRAN - 2020**

## ETİK BEYAN

Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak tarafımda hazırlanan “**SAVUNMA SANAYİSİ İÇİN TRANSFER PRESİ GELİŞTİRİLMESİ**” başlıklı tezde;

- Tüm bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Kullanılan veriler ve sonuçlarda herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Tüm bilgi ve sonuçları bilimsel araştırma ve etik ilkelere uygun şekilde sunduğumu,
- Yararlandığım eserlere atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi, beyan eder, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ederim.

**Ömer AÇIKEL**



## ÖZET

**SAVUNMA SANAYİSİ İÇİN TRANSFER PRESİ GELİŞTİRİLMESİ**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**ÖMER AÇIKEL**  
**BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**  
**(TEZ DANIŞMANI: DOÇ. DR. ERGUN ATEŞ)**  
**BALIKESİR, HAZİRAN-2020**

Bu çalışmada öncelikle tarih boyunca kullanılan mühimmat ve silah sistemleri, mühimmat üretim ekipmanlarının tasarımını ve imalatını gerçekleştiren şirketler, imalatını gerçekleştirdikleri ekipmanlarla ilgili ve mermi çekirdeği üretiminde kullanılan transfer preslerle ilgili araştırmalar yapılmıştır. Devamında mühimmat ekipmanları imalatında deneyimli şirketlerin yaptıkları patent çalışmaları incelenmiştir. Piyasada yaygın kullanılan fişek tipleri, fişeklerin Nato standartlarında belirtilen özellikleri ve fişekleri oluşturan bileşenlerle ilgili literatür araştırması yapılmıştır.

Tasarım ve analiz çalışmaları kısmında ise mekanik preslerin ve bu preslerde kullanılan elemanların birbirine benzerlik göstermesi sebebiyle otomotiv, beyaz eşya ve diğer sektörlerde kullanılan mekanik presler ve pres elemanlarıyla ilgili literatür araştırması yapılmıştır. Tasarımı gerçekleştirilen transfer presin çalışma sistemi hakkında detaylı bilgi verilmiştir. Mekanik pres ve elemanlarının tasarımları Solidworks 2016 programında yapılmıştır. Pres gövdesi ve biyel kollarına ait analiz çalışmaları sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla Ansys Workbench 2019 R2 Academic programında yapılmıştır. Transfer pres tasarımında kullanılan dişli kutusu, eksantrik mil, radyal kaymalı yataklar, kardan milleri, kayış, debriyaj-fren sistemi ve volan gibi pres elemanlarının hesapları yapılmıştır. Bu çalışmada mermi çekirdeğinin imalat süreci detaylı bir biçimde açıklanmıştır. İmalat sürecinde istasyonlarda gerçekleştirilen şekil verme yöntemleriyle ilgili literatür araştırması yapılmıştır. Her istasyonda zımba ve kalıpların şekillendirme sürecinde mermi çekirdeği ham madde ve yarı mamulleri üzerinde gerçekleştirdiği gerilme ve yer değiştirmeler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programında yapılan analizlerle elde edilmiştir.

Tasarımı gerçekleştirilen 40 ton kapasiteli transfer presde 9x19 mm mermi çekirdeği üretiminin yapılması amaçlanmıştır. Ancak pres üzerindeki zımba, kalıp ve birkaç yardımcı elemanda değişiklik yapılmasıyla, tasarlanan platformda 7,62x51 mm, 5,56x45 mm ve 7,62x39 mm başta olmak üzere tüm kalibrelerin mermi çekirdeklerinin üretimi gerçekleştirilebilir.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Mermi çekirdeği, mühimmat ve ateşli silahlar, mühimmat üretim ekipmanları, transfer pres, eksantrik pres, zımba ve kalıp tasarımı.

## **ABSTRACT**

### **DEVELOPMENT OF TRANSFER PRESS FOR THE DEFENSE INDUSTRY**

**MSC THESIS**

**ÖMER AÇIKEL**

**BALIKESIR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE**

**MECHANICAL ENGINEERING**

**(SUPERVISOR: ASSOC. PROF. DR. ERGUN ATEŞ)**

**BALIKESIR, JUNE-2020**

In the first parts of this study, researches have been made on the ammunition and weapon systems used throughout history, companies that design and manufacture ammunition production equipment, about these equipments were manufactured by them. Researches have been done about transfer presses used in bullet production. Afterwards patent studies of experienced companies had been investigated in ammunition equipments manufacturing. A literature search has been made on the kind of cartridges commonly used in the market, the features of cartridges specified in the NATO standards and about the components that generate the cartridges.

In the part of design and analysis studies, literature research was made on mechanical presses and press elements used in automotive, white goods and other sectors due to the similarity between mechanical presses and the elements used in these presses. Detailed information is given about the working system of the transfer press designed. The design of mechanical presses and elements were done in Solidworks 2016 program. Analysis studies of the press frame and connecting rods were made in the Ansys Workbench 2019 R2 Academic program with the help of finite element method. Press elements such as gearbox, eccentric shaft, radial sleeve bearings, cardan shafts, belts, clutch-brake system and flywheel used in transfer press design were calculated within this study. Also the manufacturing process of the bullet is explained in detail. A literature search was made related to forming methods, performed at the stations during the manufacturing process. The stresses and displacements on the raw material and semi-manufactured of the bullet with the effect of punches and dies at each station were obtained by the analysis made in Ansys Workbench 2019 R2 Academic program.

It's aimed to produce 9x19 mm bullet in the designed 40 ton capacity transfer press. However, by making changes in the punches, dies and a few auxiliary elements on the press, the bullet of all calibers, especially 7.62x51 mm, 5.56x45 mm and 7.62x39 mm bullets can be produced in the designed platform.

**KEYWORDS:** Bullet, ammunition and firearms, ammunition production equipment, transfer press, eccentric press, punch and die design.

# İÇİNDEKİLER

## Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	<b>i</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ii</b>
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	<b>iii</b>
<b>ŞEKİL LİSTESİ</b> .....	<b>vii</b>
<b>TABLO LİSTESİ</b> .....	<b>xiii</b>
<b>SEMBOL LİSTESİ</b> .....	<b>xiv</b>
<b>ÖNSÖZ</b> .....	<b>xix</b>
<b>1. GİRİŞ</b> .....	<b>1</b>
1.1 Ateşli Silah Sistemleri, Mühimmatlar ve Barutun Tarihçesi .....	1
1.1.1 Barutun Tarihçesi .....	1
1.1.2 Ateşli Silahların Tarihçesi .....	4
1.1.2.1 Topların Tarihçesi .....	4
1.1.2.2 Tabancaların Tarihçesi .....	6
1.1.2.3 Tüfekler ve Av Tüfeklerinin Tarihçesi .....	12
1.1.3 Fişeklerin Tarihçesi .....	14
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI</b> .....	<b>16</b>
<b>3. HAFİF SİLAH MÜHİMMATI ÜRETİM EKİPMANLARI</b> .....	<b>26</b>
3.1 Hafif Silah Mühimmatı Üretim Ekipmanları Tarihçesi .....	27
<b>4. FİŞEKLER</b> .....	<b>32</b>
4.1 Kovan .....	32
4.2 Mermi Çekirdeği .....	33
4.2.1 Gömleksiz Çekirdekler .....	33
4.2.2 Gömlekli Çekirdekler .....	34
4.2.2.1 Gömlekli Çekirdeklerin Yapısı ve Çeşitleri .....	34
4.3 Barut .....	36
4.3.1 Tek Bazlı Barutlar .....	36
4.3.2 Çift Bazlı Barutlar .....	37
4.4 Kapsül .....	38
4.4.1 Kapsül Çeşitleri .....	39
4.5 Fişek Çeşitleri .....	40
4.5.1 9x19 mm Parabellum .....	40
4.5.2 5.56x45 mm NATO .....	42
4.5.3 7.62x51mm NATO .....	43
4.5.4 12.7x99mm NATO .....	46
<b>5. TASARIM VE ANALİZ ÇALIŞMALARI</b> .....	<b>49</b>
5.1 Presler .....	49
5.1.1 Hidrolik Presler .....	49
5.1.2 Eksantrik Presler .....	49
5.2 Transfer Pres Tasarımının Temel Esasları .....	49
5.2.1 Pres tipi ve Konstrüksiyon .....	49
5.2.2 Eksantrik Transfer Presin Çalışma Prensibi .....	50
5.2.3 Eksantrik Transfer Pres Elemanları .....	53
5.2.3.1 Pres Gövdesi .....	55
5.2.3.1.1 Pres Gövdesinin Tasarımı ve İmalatı .....	56
5.2.3.1.2 Pres Gövdesinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi .....	60
5.2.3.2 Ana Motor .....	75

5.2.3.3 Volan ve Debriyaj Fren Sistemi .....	77
5.2.3.3.1 Volan .....	77
5.2.3.3.2 Eksantrik Preslerde Volan Hesapları .....	78
5.2.3.3.3 Tasarımı Gerçekleştirilen Presin Volan Hesabı .....	80
5.2.3.3.4 Tasarımı Gerçekleştirilen Presin Ana Elektrik Motor Gücü Hesabı .....	82
5.2.3.3.5 Volanda Kayıp Enerjinin Hesaplanması .....	82
5.2.3.3.6 Volan Rulman Seçimi .....	83
5.2.3.3.7 Volan İmalatı .....	84
5.2.3.3.8 Kayış seçimi, Kayış Sayısının Belirlenmesi ve Kayışlar Üzerine Düşen Kuvvetin Bulunması .....	85
5.2.3.3.9 Debriyaj-Fren Sistemi .....	89
5.2.3.3.10 Debriyaj-Fren Sisteminin Parçaları .....	91
5.2.3.3.11 Debriyaj-Fren Sisteminin Yardımcı Elemanları .....	95
5.2.3.3.11.1 Filtre, Regülatör ve Yağlayıcı .....	95
5.2.3.3.11.2 Hava Tankı .....	96
5.2.3.3.11.3 Pres Emniyet Valfi ve Selenoid Bobin .....	97
5.2.3.3.11.4 Debriyaj-Fren Sistemine Hava Girişi Sağlayan Döner Bileşenler .....	98
5.2.3.3.12 Debriyaj-Fren Sistemi Hesapları .....	98
5.2.3.4 Eksantrik Mil .....	100
5.2.3.4.1 Eksantrik Milin Yağlama İşlemi .....	102
5.2.3.4.2 Kaymalı Yataklar .....	103
5.2.3.4.2.1 Kaymalı Yatakların Avantajları .....	105
5.2.3.4.2.2 Kaymalı Yatakların Malzemeleri .....	105
5.2.3.4.2.3 Radyal Kaymalı Yataklar .....	105
5.2.3.4.2.4 Radyal Kaymalı Yataklarda Basınç Dağılımı .....	106
5.2.3.4.2.5 Sommerfeld Sayısı .....	110
5.2.3.4.2.6 Eksenel Kaymalı Yataklar .....	110
5.2.3.4.2.7 Eksenel Kaymalı Yatakta Hesaplar .....	111
5.2.3.4.2.8 Tek Parçalı ve Dilimli (Baklı) Taban Yatakları .....	112
5.2.3.4.2.9 Kaymalı Yatak Yağlama Şekilleri .....	113
5.2.3.4.2.10 Eksantrik Milin Radyal Kaymalı Yatak Hesabı .....	116
5.2.3.4.2.11 Eksantrik Milin Eğilme ve Burulma Hesapları Sonucu Çap Tayini .....	122
5.2.3.5 Biyel Kolları .....	127
5.2.3.5.1 Biyel Kolu Analizi .....	129
5.2.3.6 Üst Zimba Tutucu Blok .....	134
5.2.3.7 Besleme Kam Mili .....	136
5.2.3.8 Transfer Bar .....	137
5.2.3.9 Çıkarıcı Zimba Tutucu Bloğun Kamları .....	139
5.2.3.10 Zincir Dişli Kutusu .....	141
5.2.3.10.1 Zincir Mekanizmasının Genel Özellikleri .....	141
5.2.3.10.2 Zincir Çeşitleri .....	141
5.2.3.10.3 Zincirlerin Konstrüksiyon Şekilleri .....	142
5.2.3.10.4 Rulolu Manşonlu Zincir Dişli Çarkların Özellikleri ve Boyutları .....	144
5.2.3.10.5 Konstrüksiyon Özellikleri .....	145
5.2.3.10.5.1 Yağlama Yöntemleri .....	145
5.2.3.10.5.2 Gerdirme Sistemleri .....	147
5.2.3.10.5.3 Zincir Mekanizmalarının Tertipleme Çeşitleri ve Dişli Çarkların Konstrüksiyonu. ....	147
5.2.3.10.6 Zincir Dişli Sistemi Hesapları .....	149
5.2.3.11 Alt Blok .....	157

5.2.3.12 Hava Körüğü .....	161
5.2.3.13 Geri Dönüş Baskı Yayı .....	163
5.2.3.13.1 Yayların Tanımı, Kullanıldığı Yerler ve Çeşitleri .....	163
5.2.3.13.2 Basma Yayları .....	163
5.2.3.13.3 Helisel Bası Yayları ile İlgili Terimler ve Formüller .....	164
5.2.3.14 Üst Dişli Kutusu .....	169
5.2.3.14.1 Konik Dişliler .....	169
5.2.3.14.2 Konik Dişlilerde Tanımlar .....	171
5.2.3.14.3 Konik Dişlilerde Mukavemet Hesapları .....	172
5.2.3.14.4 Dişli Kutusu Hesabı .....	174
5.2.3.14.5 Üst Dişli Kutusu Tasarımı .....	190
5.2.3.15 Dikey Kardan Mili .....	191
5.2.3.15.1 Kardan Mili Tasarım Parametreleri .....	192
5.2.3.15.1.1 Mukavemet .....	192
5.2.3.15.1.2 Moment Kapasitesi .....	192
5.2.3.15.1.3 Kardan Milinin Dönme Hızı .....	192
5.2.3.15.1.4 Üniversal Mafsal Açılımları .....	192
5.2.3.15.1.5 Kardan Mili Burulma Titreşimi .....	194
5.2.3.15.1.6 Kardan Mili Atalet Titreşimi .....	194
5.2.3.15.1.7 İkincil Çift Titreşim Sınırları .....	194
5.2.3.15.1.8 Kardan Milinde Uzunluk Değişimi .....	195
5.2.3.15.1.9 Kardan Mili Tasarım ve İmalatı .....	195
5.2.3.15.2 Kardan Kavramasının Kinematikiği .....	195
5.2.3.15.3 Kardan Mili Hasar Analizi .....	198
5.2.3.15.3.1 İletilen Hareket ve Momentle Bağlı Olarak Kardan Kavraması Üzerine Etkiyen Kuvvetler .....	198
5.2.3.15.3.2 Aşırı Yüklemeden Dolayı Meydana Gelebilecek Hasarlar .....	200
5.2.3.15.3.3 Kardan Mili Yapısal Yorulma Hasarları .....	200
5.2.3.15.3.4 Kardan Kavramasında Statik Hasar .....	200
5.2.3.15.3.5 Kardan Kavramasında Yüzey Aşınması .....	200
5.2.3.15.3.6 Kardan Mili Hasar Analizi Sonuçları .....	201
5.2.3.15.4 Kardan Mili (Dikey) Hesaplamaları .....	203
5.2.3.15.5 Dikey Kardan Mili Tasarımı .....	208
5.2.3.16 Transfer Bar Hareket Kamı .....	209
5.2.3.17 Alt Dişli Kutusu .....	211
5.2.3.18 Yatay Kardan Mili .....	212
5.2.3.18.1 Kardan Mili (Yatay) Hesaplamaları .....	213
5.2.3.18.2 Yatay Kardan Mili Radyal Kaymalı Yatak Hesabı .....	219
5.2.3.19 Hammadde Besleme Kamları .....	224
5.2.3.19.1 Gömlek Yüksüğü Besleme Kamı .....	224
5.2.3.19.2 İç Kurşun Besleme Kamı .....	224
5.2.3.20 Besleyiciler .....	225
5.2.3.20.1 Gömlek Yüksüğü Besleyici .....	225
5.2.3.20.2 İç Kurşun Besleyici .....	226
5.3 Kalıp ve Zimba Tasarımları .....	226
5.3.1 Mermi Çekirdeği Üretiminde İşlem Sırası .....	227
5.3.2 Birinci İstasyon .....	229
5.3.2.1 Derin Çekme .....	229
5.3.2.2 Gömlek Yüksüğü Ham Maddesi Çekme Aşamaları .....	230
5.3.2.3 Zimba Hızı .....	233



5.3.2.4 Çekme Derinliği .....	234
5.3.2.5 Model Geometrisi .....	235
5.3.2.6 Taslak Malzemenin Türü ve Geometrisi .....	236
5.3.2.7 Çekme Boşluğu .....	237
5.3.2.8 Yağlama .....	238
5.3.2.9 Derin Çekme İşleminde Oluşan Gerilme Bölgeleri .....	239
5.3.2.10 Derin Çekme İşleminde Meydana Gelen Hatalar .....	240
5.3.2.11 Birinci İstasyon Analiz .....	242
5.3.3 İkinci İstasyon .....	245
5.3.3.1 İkinci İstasyon Analiz .....	247
5.3.4 Üçüncü İstasyon .....	250
5.3.4.1 Kesme Teorisi .....	252
5.3.4.2 Kesme Boşluğu .....	252
5.3.4.2.1 Kesme Boşluğu Değerinin Formüller Yardımı ile Bulunması .....	253
5.3.4.2.2 Kesme Boşluğu Değerinin Diyagramlar Yardımı ile Bulunması .....	254
5.3.4.2.3 Kesme Boşluğu Değerinin Hazır Tablolar Yardımı ile Bulunması .....	256
5.3.4.3 Kesme Çapağı .....	257
5.3.4.4 Kesme Açısı .....	258
5.3.4.5 Kesme Kuvveti .....	258
5.3.4.6 Üçüncü İstasyon Analiz .....	259
5.3.5 Dördüncü İstasyon .....	261
5.3.5.1 Dördüncü İstasyon Analiz .....	262
5.3.6 Beşinci İstasyon .....	264
5.3.6.1 Beşinci İstasyon Analiz .....	265
5.3.7 Altıncı İstasyon .....	268
5.3.7.1 Altıncı İstasyon Analiz .....	268
5.3.8 Yedinci İstasyon .....	271
5.3.8.1 Yedinci İstasyon Analiz .....	272
<b>6. SONUÇ VE ÖNERİLER .....</b>	<b>275</b>
6.1 Sonuçlar .....	275
6.2 Öneriler .....	277
<b>7. KAYNAKLAR .....</b>	<b>279</b>
<b>EKLER .....</b>	<b>289</b>
EK A: Radyal Kaymalı Yatak Hesaplarında Kullanılan Tablolar .....	289
EK B: Dişli Kutusu Hesaplarında Kullanılan Tablo .....	292
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>293</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Çinliler tarafından ilk defa kullanılan barut tipi. ....	1
Şekil 1.2: Kara barut. ....	2
Şekil 1.3: Dumansız barut. ....	3
Şekil 1.4: 16. yüzyılda kullanılan top. ....	5
Şekil 1.5: İlk dönemlerde Çinliler tarafından kullanılan bambudan yapılmış savaş topu. ....	5
Şekil 1.6: II. Dünya Savaşı'nda kullanılan 128 mm Alman hava savunma topu. ....	6
Şekil 1.7: Ağızdan dolmalı tabanca. ....	7
Şekil 1.8: Çakmaklı tabanca. ....	7
Şekil 1.9: Samuel Colt revolver adı verilen toplu tabanca. ....	8
Şekil 1.10: P08 Luger tabanca. ....	9
Şekil 1.11: Mauser C96 modeli. ....	9
Şekil 1.12: Webley model 4 tabanca. ....	10
Şekil 1.13: 1892 model Pistole revolveur tabanca. ....	10
Şekil 1.14: FN Browning 1903 tabanca. ....	11
Şekil 1.15: 1912 model Steyr otomatik tabanca. ....	11
Şekil 1.16: 1911 model Colt tabanca. ....	12
Şekil 1.17: Av tüfeği. ....	12
Şekil 1.18: AK-47 Tüfek. ....	13
Şekil 1.19: 1800'lü yıllarda üretilmiş fişekler. ....	14
Şekil 1.20: 1800'lü yılların sonlarında üretilmiş çevresel vuruşlu fişekler. ....	15
Şekil 1.21: 1800'lü yılların sonlarına doğru üretilen merkez ateşlemeli fişekler. ....	15
Şekil 3.1: The Bliss tarafından imal edilmiş kovan sıvama presleri. ....	26
Şekil 3.2: Mermi çekirdeği üretimi amacıyla imal edilmiş çok istasyonlu transfer pres. ....	27
Şekil 3.3: 1930'lu yıllarda hafif silah mühimmatı üretim hattı. ....	28
Şekil 3.4: The Bliss tarafından 1930 yılında imalatı gerçekleştirilmiş mermi çekirdeği üretim hattı. ....	30
Şekil 4.1: Fişek çeşitleri. ....	32
Şekil 4.2: Kovan çeşitleri. ....	32
Şekil 4.3: Mermi çekirdeği çeşitleri. ....	33
Şekil 4.4: Gömleksiz çekirdekler. ....	33
Şekil 4.5: Gömlekli çekirdek ve kesiti. ....	34
Şekil 4.6: 5.56x45 FMJ (Full Metal Jacket) Mermi çekirdeği. ....	35
Şekil 4.7: 9x19 mm JFP (Jacketed Flat Point) Mermi çekirdeği. ....	35
Şekil 4.8: 9x19 mm JHP (Jacketed Hollow Point) Mermi çekirdeği. ....	36
Şekil 4.9: Tek bazlı barut mikroskop görüntüsü. ....	37
Şekil 4.10: Çift bazlı barut mikroskop görüntüsü. ....	37
Şekil 4.11: Boxer tipi kapsül. ....	39
Şekil 4.12: Berdan tipi kapsül. ....	39
Şekil 4.13: 9x19 mm Parabellum tabanca fişegi. ....	40
Şekil 4.14: 5.56x45 mm NATO fişek. ....	42
Şekil 4.15: 7.62x51 mm NATO fişek. ....	44
Şekil 4.16: 12.7x99 mm NATO fişek. ....	46
Şekil 5.1: C tipi eksantrik pres. ....	50
Şekil 5.2: H tipi eksantrik pres. ....	50
Şekil 5.3: Mermi çekirdeği transfer pres modeli (1). ....	53
Şekil 5.4: Mermi çekirdeği transfer pres modeli (2). ....	54
Şekil 5.5: Pres gövdelerinin sınıflandırılması. ....	55

Şekil 5.6: Pres çerçevesinin üç boyutlu modeli (1). .....	57
Şekil 5.7: Pres çerçevesinin üç boyutlu modeli (2). .....	57
Şekil 5.8: Pres çerçevesinin üç boyutlu modeli (3). .....	58
Şekil 5.9: Analizi yapılan pres gövde tasarımı. ....	60
Şekil 5.10: Analizi yapılan pres gövdesinin meshlenmiş hali. ....	61
Şekil 5.11: Pres gövdesinde mesnet noktalarının belirlenmesi. ....	61
Şekil 5.12: Pres gövdesinde alt bloğa kuvvet uygulanması. ....	62
Şekil 5.13: Pres gövdesinde eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması. ....	63
Şekil 5.14: Pres gövdesinin diğer tarafına eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması. ....	63
Şekil 5.15: Pres gövdesinde yatay kardan mili yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması. ....	64
Şekil 5.16: Pres gövdesi diğer tarafına yatay kardan mili yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması. ....	65
Şekil 5.17: Pres gövdesi besleme kam mili yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile kuvvet uygulanması. ....	66
Şekil 5.18: Pres gövdesi besleme kam mili yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile bileşke kuvvet uygulaması yakın görüntüsü. ....	66
Şekil 5.19: Pres gövdesi şekil değiştirme analizi. ....	67
Şekil 5.20: Pres gövdesi diğer tarafı şekil değiştirme analizi. ....	67
Şekil 5.21: Pres gövdesi ön tarafı şekil değiştirme analizi. ....	68
Şekil 5.22: Pres gövdesi taban bölgesi şekil değiştirme analizi. ....	68
Şekil 5.23: Pres gövdesi üst bölge şekil değiştirme analizi. ....	69
Şekil 5.24: Pres gövdesi arka bölge şekil değiştirme analizi. ....	69
Şekil 5.25: Pres gövdesinin von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	70
Şekil 5.26: Pres gövdesinde eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	70
Şekil 5.27: Pres gövdesinin diğer tarafına eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	71
Şekil 5.28: Pres gövdesinin ön bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	71
Şekil 5.29: Pres gövdesinin arka bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	72
Şekil 5.30: Pres gövdesinde eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalara odaklanmış bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	72
Şekil 5.31: Pres gövdesinin diğer tarafına eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalara odaklanmış bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	73
Şekil 5.32: Pres gövdesi analizinde güvenlik katsayısı. ....	74
Şekil 5.33: Pres gövdesi analizinde en düşük güvenlik katsayısı değer analizi. ....	74
Şekil 5.34: Pres gövdesi eksantrik mil yatak bölgesi analizinde en düşük güvenlik katsayısı değer analizi. ....	75
Şekil 5.35: Elektrik motorunun elemanları. ....	75
Şekil 5.36: Elektrik motoru ve kayış gerdirmе mekanizması (1). ....	76
Şekil 5.37: Elektrik motoru ve kayış gerdirmе mekanizması (2). ....	76
Şekil 5.38: Volanın enerji harcama ve zaman grafiği. ....	77
Şekil 5.39: Eksantrik preslerde volan hareketi ve hesaplar. ....	79
Şekil 5.40: Eksantriklik açısına göre pres kuvveti. ....	80

Şekil 5.41: Volan ölçüleri. ....	81
Şekil 5.42: Kayış-kasnak mekanizması. ....	85
Şekil 5.43: SPZ tipi kayış. ....	87
Şekil 5.44: Kayış-kasnak mekanizması ölçüler ve kuvvetlerin gösterimi. ....	88
Şekil 5.45: Pnömatik debriyaj-fren sistemi. ....	90
Şekil 5.46: Pnömatik debriyaj-fren sistemi montajı. ....	91
Şekil 5.47: Filtre, regülatör ve yağlayıcı sistemi. ....	95
Şekil 5.48: Hava tankı. ....	96
Şekil 5.49: Pres emniyet valfi ve selenoid bobin. ....	97
Şekil 5.50: Pres emniyet valfi, selenoid bobin ve susturucu. ....	98
Şekil 5.51: 0-420-149-90-301 nolu havalı/kavrama fren sistemi. ....	100
Şekil 5.52: Eksantrik milin montaj işlemi gerçekleştirilmiş hali (1). ....	101
Şekil 5.53: Eksantrik milin montaj işlemi gerçekleştirilmiş hali (2). ....	101
Şekil 5.54: Eksantrik milin montaj işlemi gerçekleştirilmiş halinin kesit görünümü. ....	102
Şekil 5.55: Sürtünme türleri. ....	103
Şekil 5.56: Kaymalı yataklar. ....	104
Şekil 5.57: Eksenel yatakta şematik yatak oynaması. ....	104
Şekil 5.58: Kaymalı yatak yüzey pürüzlülüğü. ....	105
Şekil 5.59: Yatak sabit ve mil hareketli radyal kaymalı yatak. ....	106
Şekil 5.60: Radyal kaymalı yataklarda yüzey basınç gerilmesi. ....	107
Şekil 5.61: Sabit kuvvet altında radyal yatakta ve kanallarında basınç dağılımı. ....	108
Şekil 5.62: Kaymalı yatak eksenini boyunca yağ kanalı dağılımı. ....	108
Şekil 5.63: Yatak genişliğine bağlı olarak basınç dağılımı. ....	109
Şekil 5.64: Farklı yatak boşluklarında basınç dağılımı. ....	109
Şekil 5.65: Kaymalı yatağın sürtünme eğrileri ve çalışma alanları şeması. ....	110
Şekil 5.66: Eksenel kaymalı yataklar. ....	111
Şekil 5.67: Eksenel tek parçalı oluklu kanallı yataklar. ....	112
Şekil 5.68: Eksenel kaymalı baklalı yatakların konstrüksiyonu. ....	113
Şekil 5.69: Yağlama düzenekleri. ....	114
Şekil 5.70: Yağlama kanalları. ....	115
Şekil 5.71: Eksantrik mil üzerine etkileyen yükler. ....	122
Şekil 5.72: Eksantrik mil kesme kuvveti ve moment diyagramları. ....	123
Şekil 5.73: Biyel kolu tasarımı. ....	127
Şekil 5.74: Biyel koluna etkileyen kuvvetler. ....	128
Şekil 5.75: Analizi yapılan biyel kolu tasarımı. ....	130
Şekil 5.76: Analizi yapılan biyel kolunun meshlenmiş hali. ....	131
Şekil 5.77: Biyel kolunda mesnet noktalarının belirlenmesi. ....	131
Şekil 5.78: Biyel kolunda basma gerilmesi oluşturan kuvvetlerin uygulanması. ....	132
Şekil 5.79: Biyel kolu şekil değiştirme analizi. ....	132
Şekil 5.80: Biyel kolunun von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi. ....	133
Şekil 5.81: Biyel kolu analizinde güvenlik katsayısı. ....	133
Şekil 5.82: Üst zımba tutucu blok tasarımı. ....	134
Şekil 5.83: Üst zımba tutucu bloğun doğrusal hareket etmesini sağlayan kızaklar. ....	135
Şekil 5.84: Üst zımba tutucu blok içinde mafsal görevi gören elma vida. ....	136
Şekil 5.85: Besleme kam milinin genel görünümü. ....	136
Şekil 5.86: Besleme kam mili üzerinde gerdirme manşonuyla rulman montajı ve kamasız kilitli kaplin ile kam montajı. ....	137
Şekil 5.87: Transfer barın genel görünümü. ....	138
Şekil 5.88: Transfer barın tutucularının görünümü. ....	139
Şekil 5.89: Çıkarıcı zımba tutucu bloğun kamları. ....	140

<b>Şekil 5.90:</b> Çıkarıcı zimba tutucu bloğun kamları ve teması sağlayan rulmanların görüntüsü. ....	140
<b>Şekil 5.91:</b> Zincir mekanizması çeşitleri. ....	142
<b>Şekil 5.92:</b> Zincir çeşitleri. ....	142
<b>Şekil 5.93:</b> Zincir mekanizması çeşitleri. ....	142
<b>Şekil 5.94:</b> Rulolu manşonlu zincirler. ....	143
<b>Şekil 5.95:</b> Rulolu manşonlu zincirlerin bağlama şekilleri. ....	143
<b>Şekil 5.96:</b> Kademeli rulolu manşonlu zincirlerin bağlama şekilleri. ....	144
<b>Şekil 5.97:</b> Dişli zincirler (a) ve çarklar (b, c). ....	144
<b>Şekil 5.98:</b> Rulolu, manşonlu ve burçlu zincirlerin dişli çarkları. ....	145
<b>Şekil 5.99:</b> Etkili yağlama. ....	146
<b>Şekil 5.100:</b> Yağlama yöntemleri. ....	146
<b>Şekil 5.101:</b> Banyolu (a) ve basınçlı (püskürtmeli) (b) yağlama. ....	146
<b>Şekil 5.102:</b> Diskli (sıçratmalı) yağlama. ....	147
<b>Şekil 5.103:</b> Gerdirme yöntemleri. ....	147
<b>Şekil 5.104:</b> Zincir mekanizmalarının tertipleme şekilleri. ....	148
<b>Şekil 5.105:</b> Zincir çarklarının konstrüksiyon şekilleri. ....	148
<b>Şekil 5.106:</b> Zincir dişli kutusundaki hareket aktarımı. ....	155
<b>Şekil 5.107:</b> Zincir dişlileri ve gerdirme dişlisi. ....	156
<b>Şekil 5.108:</b> Zincir aktarma sistemi ve gövdeye montajı gerçekleştirilecek olan kapak. ....	156
<b>Şekil 5.109:</b> Zincir dişli kutusu. ....	157
<b>Şekil 5.110:</b> Alt blok genel görünüm (1). ....	157
<b>Şekil 5.111:</b> Alt blok genel görünüm (2). ....	158
<b>Şekil 5.112:</b> Alt blok genel görünüm (3). ....	158
<b>Şekil 5.113:</b> Çıkarıcı zimba tutucu blok. ....	159
<b>Şekil 5.114:</b> Çıkarıcı zimba tutucular. ....	159
<b>Şekil 5.115:</b> Alt zimba tutucu bloğun doğrusal hareketini sağlayan açılı kızak. ....	160
<b>Şekil 5.116:</b> Kalıp tutucu blok üzerinde transfer işlemini gerçekleştiren transfer bar. ....	161
<b>Şekil 5.117:</b> Alt blok üzerinde aparatların bulunduğu tabla montajı. ....	161
<b>Şekil 5.118:</b> Hava körüğü. ....	162
<b>Şekil 5.119:</b> Üst blok ve hava körüğü montajı. ....	162
<b>Şekil 5.120:</b> Helisel bası yaylarının kuvvet-uzama eğrisi. ....	164
<b>Şekil 5.121:</b> Helisel bası yaylarının burulmaya zorlanması. ....	165
<b>Şekil 5.122:</b> Helisel bası yaylarının kesmeye zorlanması. ....	165
<b>Şekil 5.123:</b> Düz eksenli giriş. ....	166
<b>Şekil 5.124:</b> Eğri eksenli giriş. ....	166
<b>Şekil 5.125:</b> Yaylarda uç kısmın işlenme durumu. ....	166
<b>Şekil 5.126:</b> Yay sembol ve tanımları. ....	167
<b>Şekil 5.127:</b> Geri dönüş yayı ve geri dönüş yayının kesiti. ....	168
<b>Şekil 5.128:</b> Düz dişli, helis dişli, spiral dişli. ....	170
<b>Şekil 5.129:</b> Konik dişli. ....	171
<b>Şekil 5.130:</b> Konik dişlide diş kuvvetleri. ....	172
<b>Şekil 5.131:</b> Helisel konik dişli çarkta kuvvetler. ....	174
<b>Şekil 5.132:</b> Üst dişli kutusu (1). ....	190
<b>Şekil 5.133:</b> Üst dişli kutusu (2). ....	191
<b>Şekil 5.134:</b> Kardan mafsalı. ....	193
<b>Şekil 5.135:</b> Sabit hız mafsalı. ....	194
<b>Şekil 5.136:</b> Kardan mafsalı basitleştirilmiş gösterimi. ....	195

Şekil 5.137: Kardan mafsalında döndüren ve döndürülen kısımların taradığı açılar. ....	196
Şekil 5.138: Kardan mafsalı ve mil hızlarının değişimi. ....	197
Şekil 5.139: Tipik kardan kavraması. ....	199
Şekil 5.140: Dikey kardan mili kesit ölçüleri. ....	203
Şekil 5.141: Dikey kardan mili bağlantı flanşı üzerindeki cıvatalara uygulanan kesme kuvvetleri. ....	204
Şekil 5.142: Dikey kardan mili mafsal istavrozuna uygulanan kuvvetler. ....	205
Şekil 5.143: Dişli üzerinde bulunan kamaların bir adedinin ölçülerinin gösterimi. ....	206
Şekil 5.144: Kardan mili. ....	208
Şekil 5.145: Kardan milinin yapısı. ....	208
Şekil 5.146: Kayıcı mafsal. ....	209
Şekil 5.147: Transfer bar hareket kamı. ....	209
Şekil 5.148: Transfer bar ve transfer bar hareket kamı. ....	210
Şekil 5.149: Transfer bar hareket kamı genel montaj görünümü. ....	210
Şekil 5.150: Alt dişli kutusu. ....	211
Şekil 5.151: Kardan Mili. ....	212
Şekil 5.152: Yatay kardan mili üzerine etkiyen yükler. ....	213
Şekil 5.153: Yatay kardan mili kesme ve moment diyagramları. ....	214
Şekil 5.154: Yatay kardan mili bağlantı flanşı üzerindeki cıvatalara uygulanan kesme kuvvetleri. ....	216
Şekil 5.155: Yatay kardan mili mafsal istavrozuna uygulanan kuvvetler. ....	217
Şekil 5.156: Dişli üzerinde bulunan kamaların bir adedinin ölçülerinin gösterimi. ....	218
Şekil 5.157: Gömlek yüksüğü besleme kamı ve besleme kolu. ....	224
Şekil 5.158: İç kurşun besleme kamı ve besleme kolu. ....	225
Şekil 5.159: Gömlek yüksüğü besleyici. ....	225
Şekil 5.160: İç kurşun besleyici. ....	226
Şekil 5.161: Gömlek yüksükleri. ....	227
Şekil 5.162: Gömlek yüksüğünün katı modelleri. ....	227
Şekil 5.163: 9x19 Mermi çekirdeği üretiminin işlem sırası. ....	228
Şekil 5.164: Birinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları. ....	229
Şekil 5.165: Çekme ile elde edilen iş parçalarına ait örnekler. ....	230
Şekil 5.166: Çekme esnasında meydana gelen gerilmeler. ....	230
Şekil 5.167: Sac malzemenin derin çekme işleminden önceki ve derin çekme işleminden sonraki hali. ....	231
Şekil 5.168: Derin çekmenin işlem adımları. ....	231
Şekil 5.169: Mermi çekirdeği gömleğinin derin çekme aşamaları. ....	232
Şekil 5.170: Derin çekme işleminde kullanılan yardımcı elemanlar. ....	233
Şekil 5.171: Model geometrisi gösterimi; $r_p$ zımba ucu yarıçapı, $r_d$ kalıp ağzı yarıçapı, $R_p$ zımba yarıçapı, $R_d$ kalıp boşluğu yarıçapı, $S$ çekme derinliği, $C_{pd}$ çekme boşluğu. ....	235
Şekil 5.172: Derin çekme işlemi esnasında oluşan gerilme bölgeleri. ....	240
Şekil 5.173: Çeşitli derin çekme hataları. ....	241
Şekil 5.174: Gömlek yüksüğü ilk hali. ....	243
Şekil 5.175: Gömlek yüksüğü mesh işlemi. ....	243
Şekil 5.176: Gömlek yüksüğü toplam şekil değiştirme analizi. ....	244
Şekil 5.177: Gömlek yüksüğü eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi iç kısım görüntüsü. ....	245
Şekil 5.178: Gömlek yüksüğü eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi dış kısım görüntüsü. ....	245
Şekil 5.179: İkinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları. ....	246
Şekil 5.180: Gömlek yüksüğünün 2.istasyondaki işlem görmemiş hali. ....	248

<b>Şekil 5.181:</b> Gömlek yüksüğünün 2.istasyondaki işlem görmemiş halinin mesh işlemi. .248	248
<b>Şekil 5.182:</b> Gömlek yüksüğünün 2.istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi. ....249	249
<b>Şekil 5.183:</b> Gömlek yüksüğünün 2.istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi. .250	250
<b>Şekil 5.184:</b> Üçüncü istasyon kalıp ve zımba tasarımları. ....251	251
<b>Şekil 5.185:</b> Kesme işlemi esnasında parçalarda oluşan yüzey kesiti. ....258	258
<b>Şekil 5.186:</b> Gömlek yüksüğünün 3.istasyondaki işlem görmemiş hali. ....259	259
<b>Şekil 5.187:</b> Gömlek yüksüğünün 3.istasyondaki işlem görmemiş halinin mesh işlemi. .260	260
<b>Şekil 5.188:</b> Gömlek yüksüğünün 3.istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi. .260	260
<b>Şekil 5.189:</b> Dördüncü istasyon kalıp ve zımba tasarımları. ....261	261
<b>Şekil 5.190:</b> Mermi çekirdeğinin 4.istasyondaki hali. ....262	262
<b>Şekil 5.191:</b> Mermi çekirdeğinin 4.istasyondaki halinin mesh işlemi. ....263	263
<b>Şekil 5.192:</b> Mermi çekirdeğinin 4.istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi. ....263	263
<b>Şekil 5.193:</b> Mermi çekirdeğinin 4.istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi. ...264	264
<b>Şekil 5.194:</b> Beşinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları. ....265	265
<b>Şekil 5.195:</b> Mermi çekirdeğinin 5.istasyondaki hali. ....266	266
<b>Şekil 5.196:</b> Mermi çekirdeğinin 5.istasyondaki halinin mesh işlemi. ....266	266
<b>Şekil 5.197:</b> Mermi çekirdeğinin 5.istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi. ....267	267
<b>Şekil 5.198:</b> Mermi çekirdeğinin 5.istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi. ...267	267
<b>Şekil 5.199:</b> Altıncı istasyon kalıp ve zımba tasarımları. ....268	268
<b>Şekil 5.200:</b> Mermi çekirdeğinin 6.istasyondaki hali. ....269	269
<b>Şekil 5.201:</b> Mermi çekirdeğinin 6.istasyondaki halinin mesh işlemi. ....270	270
<b>Şekil 5.202:</b> Mermi çekirdeğinin 6.istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi. ....270	270
<b>Şekil 5.203:</b> Mermi çekirdeğinin 6.istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi. ...271	271
<b>Şekil 5.204:</b> Yedinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları. ....272	272
<b>Şekil 5.205:</b> Mermi çekirdeğinin 7.istasyondaki hali. ....273	273
<b>Şekil 5.206:</b> Mermi çekirdeğinin 7.istasyondaki halinin mesh işlemi. ....273	273
<b>Şekil 5.207:</b> Mermi çekirdeğinin 7.istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi. ...274	274

## TABLO LİSTESİ

### Sayfa

<b>Tablo 5.1:</b> Mermi çekirdeği transfer pres elemanları. ....	54
<b>Tablo 5.2:</b> Yatak malzemeleri. ....	116
<b>Tablo 5.3:</b> Emniyetli en küçük yatak boşluğu önerisi. ....	116
<b>Tablo 5.4:</b> Emniyetli yağ ısısı sınır değerleri. ....	121
<b>Tablo 5.5:</b> Bazı malzemelerin eğilme ve burulma zorlamaları için titreşimli ve tam değişken mukavemet değerleri. ....	124
<b>Tablo 5.6:</b> Zincir mekanizmaları için kullanılan yağın seçimi. ....	145
<b>Tablo 5.7:</b> $z_1 > 15$ değerinde PR serili zincirin maksimum çalışabileceği dönme hız değerleri. ....	150
<b>Tablo 5.8:</b> Emniyet basıncı. ....	151
<b>Tablo 5.9:</b> Tek sıralı, RM serili rulolu manşonlu zincir. ....	151
<b>Tablo 5.10:</b> Döndüren dişlinin n dönme hızı ve t zincir adımına göre $S_s$ emniyet katsayısının değerleri. ....	153
<b>Tablo 5.11:</b> Konik dişli tanımları. ....	171
<b>Tablo 5.12:</b> Konik dişlilerde seçim önerileri. ....	175
<b>Tablo 5.13:</b> Alın ve konik dişliler için modül önerileri. ....	176
<b>Tablo 5.14:</b> Diş kalınlığı üst sapma değeri. ....	179
<b>Tablo 5.15:</b> Diş kalınlığı toleransı. ....	179
<b>Tablo 5.16:</b> İmalat için gerekli ölçüler. ....	181
<b>Tablo 5.17:</b> İmalat için gerekli ölçüler. ....	181
<b>Tablo 5.18:</b> Kaliteye göre konik dişliler için K-faktörleri. ....	186
<b>Tablo 5.19:</b> Yük dağılma faktörü. ....	187
<b>Tablo 5.20:</b> Cıvataların sürekli mukavemet genlik değerleri. ....	205
<b>Tablo 5.21:</b> Tam değişken durumda çelik pimler için yüzey basıncı, eğilme gerilmesi, kesme gerilmesi, emniyet değerleri. ....	206
<b>Tablo 5.22:</b> Yüzey basıncı emniyet değerleri. ....	207
<b>Tablo 5.23:</b> Bakır ve pirinç malzemelerin derin çekmede zımba hızları. ....	233
<b>Tablo 5.24:</b> Taslak parçanın kalınlık değerine göre kalıp ağız yarıçapı değerleri. ....	235
<b>Tablo 5.25:</b> $B_1$ ve $B_2$ değerleri tablosu. ....	237
<b>Tablo 5.26:</b> Pirinç ve bakır malzemelerinin belirtilen çeper kalınlık değerlerinde, taslak parçanın çapında meydana gelen azalma miktarı (%). ....	237
<b>Tablo 5.27:</b> Emniyetli çalışabilmek için kesme gerilmesi değerleri. ....	254
<b>Tablo 5.28:</b> Mermi çekirdeği ceket malzemeleri. ....	254
<b>Tablo 5.29:</b> Kesme kalıbında tek taraflı kesme boşluğunun belirlenmesinde kullanılan en büyük ve en küçük malzeme kalınlıkları. ....	256
<b>Tablo 5.30:</b> Malzeme çekme dayanımları ve sac kalınlıklarına göre kesme boşluğu tablosu. ....	257
<b>Tablo A.1:</b> Yağlar ve Viskoziteleri (Özgül Ağırlık $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ). ....	289
<b>Tablo A.2:</b> H7 ile Geçme Toleransları Değerler $\mu\text{m}$ Olarak. ....	290
<b>Tablo A.3:</b> Basınç Altında Göreceli Yağ Hacmi $V_{B\text{gör}}$ (Boyutsuz), Tek Parça Yatak. ....	291
<b>Tablo B.1:</b> İşletme Faktörü $K_{İ\text{ş}}$ . ....	292



## SEMBOL LİSTESİ

$P_v$	: Volan gücü
$T_1$	: Döndüren çarkın burulma momenti
$d_{motor}$	: Motor kasnağı çapı ölçüsü
$l_t$	: Kama uzunluğu
$\beta_{mil}$	: Milin kayma açısı
$\sigma_{HYe}$	: Diş yanağında yerel yüzey basıncı
$\sigma_{Hhe}$	: Diş yanağında yüzey basıncı
$\Delta s_{i\dot{s}}$	: Yatağın işletmedeki boşluk farkı
$\Delta \theta_0$	: Yağın yatakta ısınması
$\mu$	: Sürtünme sayısı
$A$	: Yatağın kaydığı alan
$A_{civata}$	: Civatanın kesit alanı
$A_G$	: Yatak konstrüksiyonunda ısı ileten yüzey
$A_i$	: Presin maksimum yapabileceği iş
$A_{istvrz}$	: İstavroz milinin kesit alanı
$a_{kes}$	: Kesme katsayısı
$a_z$	: Eksenler arası mesafe
$b$	: Diş genişliği
$b_1$	: İç baklalar arasındaki genişlik
$B_1$	: Zincirin diş genişliği
$b_v$	: Yatağın boyu
$C_k$	: Yay indisi
$C_{kalıp}$	: Tek taraflı kalıp boşluğu
$C_{pd}$	: Çekme boşluğu
$d$	: Yay tel çapı
$d_0$	: Yağlama deliği çapı
$d_1$	: Rulo çapı
$d_a$	: Zincir dişlilerde baş daire çapları
$d_D$	: Helisel konik dişli dış çapı
$d_d$	: Dış taksimat dairesi çapı
$d_{dişli}$	: Dişli çarkların ana boyutları
$d_i$	: Helisel konik dişli iç çapı
$d_M$	: Milin çapı
$D_m$	: Yay ortalama çapı
$d_{n\ par}$	: n defa çekilen parçanın ortalama çapı
$d_{or}$	: Orta taksimat dairesi
$d_{par}$	: Çekme sonucu oluşan parçanın ortalama çapı
$D_{par}$	: Taslak parçasının çapı
$d_{volan}$	: Volan çapı ölçüsü
$d_y$	: Yatağın çapı
$E$	: Elastiklik modülü
$E_0$	: Sistemin başlangıçtaki enerjisi
$E_1$	: Sistemin işlem sonundaki enerjisi
$E_H$	: Harcanan enerji
$E_K$	: Kayıp enerji
$F_{\dot{c}}$	: Merkezkaç kuvveti
$F_e$	: Eksenel kuvvet
$F_{e\dot{s}}$	: Eşdeğer yük

$F_g$	: Döndürülen kolun ağırlığından dolayı oluşan kuvvet
$F_i$	: İş yapan pres kuvveti
$F_k$	: Kopma kuvveti
$F_n$	: En büyük yay yükünün meydana getirdiği yaylanma
$F_{pm}$	: En büyük pres kuvveti
$F_r$	: Radyal kuvvet
$F_T$	: Teğetsel kuvvet
$F_y$	: Yataktaki radyal kuvvet
$g$	: Bakla kalınlığı
$g_{es\alpha}$	: Kavrama doğrusu uzunluğu
$G_{volan}$	: Volan ağırlığı
$h_0$	: En küçük yatak mil boşluğu
$h_a$	: Dış üstü yüksekliği
$h_{par\ n}$	: n defa çekilen parçanın çekme derinliği
$h_{par}$	: Parçanın çekme derinliği
$h_t$	: Taban derinliği
$I_s$	: Seçilen volan şeklinin atalet momenti
$I_v$	: Volan atalet momenti
$i_h$	: Saniyede meydana gelen darbelerin sınır sayısı
$\dot{Inva}_t$	: Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu
$i_t$	: Toplam sarım sayısı
$k$	: Yay sertliği
$k_a$	: Eksenler arası mesafe faktörü
$k_d$	: Dinamik yük faktörü
$k_e$	: Ortam sayısı
$K_{F\beta}$	: Yük dağılıma faktörü
$k_h$	: Eğim açısı faktörü
$k_i$	: Vardiya sayısı faktörü
$K_{i\dot{s}}$	: İşletme faktörü
$k_p$	: Gerdirme faktörü
$k_s$	: Kesme gerilmesi faktörü
$k_w$	: Wahl faktörü
$k_y$	: Yağlama faktörü
$L_0$	: Yayın serbest haldeki uzunluğu
$L_a$	: Kayışın dış çevre uzunluğu
$L_C$	: Blokaj boyu
$L_h$	: Saat cinsinden rulman ömrü
$L_i$	: Kayışın iç çevre uzunluğu
$L_n$	: Yay sıkışma uzunluğu
$L_{ST}$	: Zimba vuruşunun yüksekliği
$L_w$	: Kayış uzunluğu
$M$	: Moment
$m$	: Presin yaptığı işe bağlı olarak değişen değer
$M_b$	: Burulma momenti
$m_d$	: Modül
$M_{debriyaj}$	: Debriyaj moment değeri
$M_{e\dot{s}}$	: Eşdeğer burulma momenti
$M_{volan}$	: Volanın moment değeri
$n_{eksantrik}$	: Eksantrik milin devri
$n_{motor}$	: Elektrik motorunun devir sayısı

$n_{\Theta}$	: Dakikadaki iş yapma sayısı
$n_{volan}$	: Volanın devir sayısı
$n_{volaniş}$	: Volanın işlem sonrası devri
$p$	: Ömür katsayısı
$p_{em}$	: Özel basıncın orta sınır değeri
$P_{motor}$	: Motor gücü
$P_N$	: Bir kayışın iletebileceği nominal güç
$P_{sür}$	: Sürtünme kayıp gücü
$P_Y$	: Yataktaki ortalama basınç
$P_{YEM}$	: Yatak için emniyetli basınç
$p_{yüzey}$	: Yüzey basıncı
$q$	: Zincirin birim ağırlığı
$R_d$	: Koninin dış uzunluğu
$r_d$	: Kalıp ağız yarıçapı
$R_d$	: Kalıp boşluğu yarıçapı
$R_i$	: Koninin iç uzunluğu
$R_k$	: Kalıp ağız yarıçapı
$R_{or}$	: Koninin orta uzunluğu
$r_p$	: Zimba ucu yarıçapı
$R_p$	: Zimba yarıçapı
$r_{volan}$	: Volan yarıçapı ölçüsü
$R_{zM}$	: Milin yüzey kalitesi
$R_{zY}$	: Yatağın yüzey kalitesi
$S$	: Emniyet katsayısı
$S_0$	: Sommerfeld sayısı
$S_{çek}$	: Çekme derinliği
$S_{FGER}$	: Dış dibi kırılmasına göre gerekli emniyet devamlı mukavemet kat sayısı
$S_{Fhe}$	: İşletmedeki emniyet kat sayısı
$S_{HGER}$	: Dış yanağı oyuklaşmasına göre gerekli emniyet devamlı mukavemet katsayısı
$S_{Hhe}$	: İşletmedeki emniyet katsayısı
$S_{İM}$	: İmalattaki yatak boşluğu
$S_{iş}$	: İşletmedeki yatak boşluğu
$Speed_{DR}$	: Zimba hızı
$S_s$	: Emniyet faktörü
$t$	: Zincir adımı
$t_{n\ par}$	: n defa çekilen parçanın duvar kalınlığı
$t_{par}$	: Taslak parçasının kalınlığı
$u_1$	: Zincir mekanizmasının çevrim oranı
$u_{eş}$	: Eşdeğer çevirme oranı
$V_{Bgör}$	: Göreceli basınçlı yağ miktarı
$V_{Ç}$	: Yatakta çevre hızı
$V_{yağ}$	: Yağ hacmi
$V_{YBas}$	: Basınçlı yağ miktarı
$V_{YGER}$	: Gerekli yağ miktarı
$V_{Ygör}$	: Göreceli yağ miktarı
$V_z$	: Zincirin hızı
$W_b$	: Burulma mukavemet momenti
$W_e$	: Eğilme mukavemet momenti
$W_{eksantrik}$	: Eksantrik milin açılma hızı

$W_p$	: İçi boş milde mukavemet momenti
$W_{volaniş}$	: Volanın işlem sonrası açılmal hızı
$x_k$	: Profil Kaydırma Faktörü
$Y_{FS}$	: Form faktörü
$Y_K$	: Konik dişli faktörü
$Y_{NT}$	: Dayanma süresi faktörü
$Y_{RreIT}$	: Göreceli yüzey faktörü
$Y_{ST}$	: Malzemenin gerilme değeri düzeltme faktörü
$Y_X$	: Büyüklük faktörü
$Y_\beta$	: Helis açısı faktörü
$Y_{\delta reIT}$	: Göreceli dayanışma faktörü
$Y_\varepsilon$	: Konik dişlilerde yük payı faktörü
$z_\Sigma$	: Zincir elemanlarının sayısı
$z_1$	: Döndürülen dişli çarkın diş sayısı
$z_2$	: Döndüren dişli çarkın diş sayısı
$Z_E$	: Malzeme faktörü
$z_{eş}$	: Eşdeğer diş sayısı
$Z_H$	: Diş yanağı form faktörü
$Z_L$	: Yağlama faktörü
$z_n$	: Eşdeğer diş sayısı
$Z_R$	: Yüzey işleme kalite faktörü
$Z_V$	: Çevre hızı faktörü
$Z_X$	: Büyüklük faktörü
$Z_\beta$	: Helis faktörü
$Z_\varepsilon$	: Kavrama faktörü
$\alpha_{est}$	: Eşdeğer kavrama açısı
$\alpha_{iL}$	: Isı iletim katsayısı
$\alpha_{mLM}$	: Milin ısı genleşme katsayısı
$\alpha_{mLY}$	: Yatağın ısı genleşme katsayısı
$\alpha_t$	: Alın kavrama açısı
$\beta_b$	: Temel dairesinde helis açısı
$\beta_{esb}$	: Eşdeğer temel helis açısı
$\delta_{1,2}$	: Taksimat konisi yarım açısı
$\delta_a$	: Diş üstü açısı
$\delta_d$	: Dişli konisi tepe yarım açısı
$\delta_i$	: Taban konisi tepe yarım açısı
$\delta_t$	: Taban açısı
$\varepsilon_{esa}$	: Profil kavrama oranı
$\vartheta_{0Ç1}$	: Yağın çıkış ısısı
$\vartheta_{0or}$	: Yağın ortalama ısısı
$\vartheta_{Ç}$	: Çevre ısısı
$\vartheta_{Gi}$	: Yağın giriş ısısı
$O_{1,2}$	: Arka koni veya tamamlama konisi merkezleri
$\Sigma$	: Eksenler veya kesişme açısı
$\sigma_{Fhe}$	: İşletmede diş dibi kırılması sürekli gerilmesi
$\sigma_{Flim}$	: Diş dibi kırılmasına karşı deney dişlisi mukavemet değeri
$\sigma_{FSK}$	: Malzemenin devamlı mukavemet değeri
$\sigma_{FYe}$	: Yerel diş dibi kırılması sürekli gerilmesi
$\sigma_{Hlim}$	: Diş yanağı oyuklaşmasına karşı deney dişlisi mukavemet değeri
$\sigma_{HSK}$	: Diş yanağı oyuklaşmasına göre mukavemet değeri

$\tau_{ak}$	: Akma gerilmesi
$\tau_{em}$	: Emniyet gerilmesi
$\Psi_{iM}$	: Yatağın imalattaki göreceli boşluğu
$\Psi_{iŞ}$	: Yatağın işletmedeki göreceli boşluğu
$\omega_{etk}$	: Etkin açısal hız
$C$	: Rulmanın dinamik yük katsayısı
$L$	: Milyon devir olarak rulman ömrü
$\delta_{yay}$	: Yaydaki sehim
$\epsilon$	: Göreceli eksantriklik
$\eta$	: Verim
$\tau_b$	: Burulma gerilmesi
$\varphi$	: Milin dönme açısı
$\omega$	: Açısal hız
$\sigma_{eT}$	: Titreşimli eğilme gerilmesi
$\sigma_{eTD}$	: Tam değişken eğilme gerilmesi
$\sigma_e$	: Eğilme gerilmesi
$\sigma_{eş}$	: Eşdeğer gerilme
$\tau_K$	: Kesme gerilmesi
$\tau_T$	: Titreşimli burulma gerilmesi
$\tau_{TD}$	: Tam değişken burulma gerilmesi
$\partial B$	: Kesme gerilmesi

## **ÖNSÖZ**

Bu tez çalışması süresince bilgi birikimi ve tecrübesiyle bana yardımcı olan ve yol gösteren hocam Doç. Dr. Ergun ATEŞ'e ve Prof. Dr. Ali ORAL'a,

Yüksek lisans eğitimim boyunca benden maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen ve bana hayatımın her anında destek olan aileme; annem Nalân AÇIKEL, babam Ali AÇIKEL, ağabeyim Gökhan AÇIKEL'e,

Yüksek lisans tez çalışmamda bana destek olan ve isimlerini paylaşmadığım tüm arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

**Balıkesir, 2020**

**Ömer AÇIKEL**

# 1.GİRİŞ

## 1.1 Ateşli Silah Sistemleri, Mühimmatlar ve Barutun Tarihçesi

Ateşli silah sistemleri ve mühimmatların tarihçesinden bahsetmeden önce bu sistemlerin geliştirilmesini ve kullanımının yaygınlaşmasını sağlayan barutun tarihçesinden bahsetmek daha doğru olacaktır.

### 1.1.1 Barutun Tarihçesi

Barut, enerjiyi biriktirmek, taşımak ve enerjinin harekete geçirilmesini sağlayan ilk teknolojilerden biridir.



Şekil 1.1: Çinliler tarafından ilk defa kullanılan barut tipi [1].

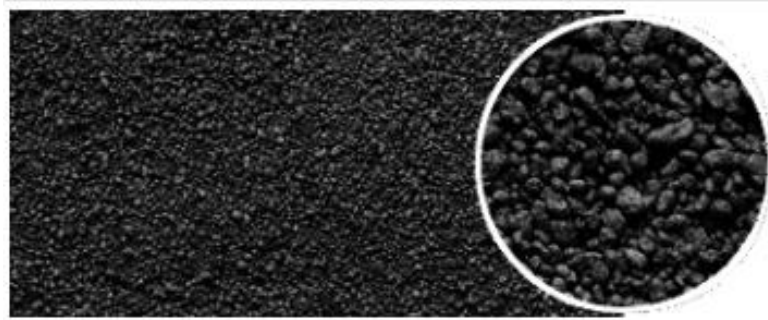
Baruta ilk defa 800'lü yıllarda yazıldığı tahmin edilen Taocu bir metinde rastlanmıştır. Günümüze kadar ulaşan en eski barut formülleri 1040'larda yazılmış askeri bir kitap olan Wujing zongao'da bulunabilir [2].

Çinliler barutu ilk kez 904 yılında patlayıcı olarak kullanmışlardır. Ardından barut bombalarını mancınık sistemlerinde kullanmaya başladılar. Hatta mancınık sistemlerinde kullanılan barut bombalarını uçan ateş olarak adlandırmışlardır. Barutun kayıtlı ilk itici güç olarak kullanılması ise 1132 yılında bambudan yapılmış toplarla yapılan denemelerdir. Metal boruya sahip topların kullanımı ise 1268-1279 tarihleri arasında Moğollar ile Song Hanedanlığı arasındaki savaşta görülmüştür [2]. 13. yüzyılda ise barutun Araplar tarafından savaşlarda kullanıldığı bilinmektedir.

Barutun Avrupa'ya nasıl geldiği hakkında ise fazla bir bilgi bulunmamaktadır. Bir grup tarihçi İpek Yolu ile geldiğine inanmakta, diğer bir grup tarihçi ise barutun Avrupa'da Çin'den bağımsız olarak icat edildiğini savunmaktadır [2].

Avrupa'da barutla ilgili bilenen ilk çalışmaların, İngiliz rahip Roger Bacon (1219-1292) ve Alman rahip Barthold Schvvantz (1310-1348) tarafından yapıldığı bilinmektedir. Roger Bacon, 1252'de yazmış olduğu eserinde kara barutun birleşimindeki maddeleri rafine etmenin metodunu açıklamış ve kara barutun formülasyonunu açıklamıştır [3]. Barthold Sachvvantz'ın da 1377 de Venedik'te bir atölyede tunç top tasarladığı ve top dökümü yanı sıra kara barutla ilgili çalışmalar yaptığı bilinmektedir [4].

1846 yılında İtalya'da Soprero, İsveç'te Schönbein ve Fransa'da Böttger adlı kimyagerler ayrı ayrı çalışarak nitrogliserin ve nitroselüloz kullanılarak üretiminin gerçekleştirildiği barut çeşidini buldular. Bu patlayıcılar önceki tarihlerde kullanılanlara oranla daha etkili olduğu için birçok kişi bu patlayıcıların gelişmesi için çaba sarf etti. 1886'da Fransız kimyager Vielle silahlarda kullanılabilen ilk dumansız barutu buldu [2].

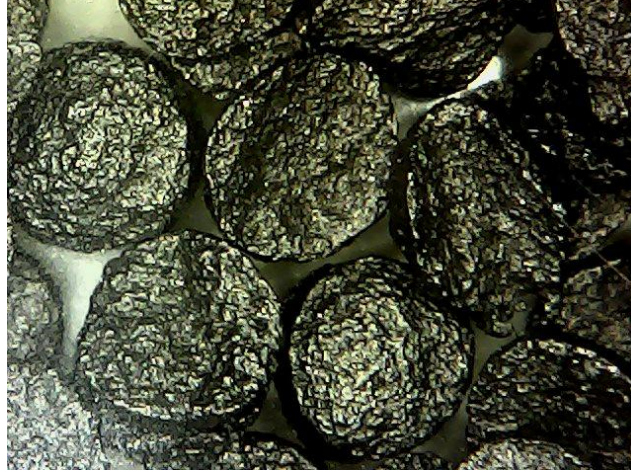


**Şekil 1.2:** Kara barut [5].

Ancak dumansız barut bulunana kadar insanlık tarihinde farklı tiplerde ve farklı özelliklerde pek çok barut kullanılmıştır. Çin yazılı kaynaklarında barut için en uygun formülün %75 güherçile, %10 kükürt ve %15 yumuşak odun kömüründen oluştuğu belirtilmektedir. Çin yazılı kaynaklarında belirtilen formül kara barutun formülüdür. Formülde verilen oranlar yüzyıllar boyunca değişiklik göstermiştir. Çeşitli amaçlara göre farklı oranlarda kullanılmıştır. Barut üretiminde kullanılan bu üç kimyasal madde kolayca öğütülüp toz haline getirilebilen ve karıştırılabilen maddelerdir. Ancak oluşturulan bu karışımın bir çok sakıncası bulunmaktadır. Bu karışım fiçiler içinde nakledilirken patlama tehlikesi oldukça yüksektir. Ayrıca barutun yapıldığı maddelerin özgül ağırlıkları



birbirinden farklı olduğundan, fıçıda durduğu sürece karışım birbirinden ayrılarak bozulmaktaydı. Ayrıca karışım rutubetten etkilenerek topaklaşıyor ve yanma özelliğini kaybediyordu. Bu sorunlar 1400 yıllarında taneli barutun bulunmasıyla birlikte çözüldü. Taneli barut yapılırken aynı kimyasal karışım kullanılmıştır. Ancak toz haline getirilen üç kimyasal madde alkol ile karıştırılarak sulandırıldı ve sonrasında basınç altında kurutularak taneler haline getirildi [2].



**Şekil 1.3:** Dumansız barut.

Tane barutun kullanılan bir önceki baruta göre daha hızlı yandığı ve daha güçlü olduğu görüldü. Ancak bu barut yine de mükemmel değildi. Atış yapıldığı zaman etrafı kesif bir beyaz duman kaplıyor ve birkaç top atışından sonra savaş alanı simsiyah oluyordu. Ayrıca tüfeklerden ve toplardan çıkan duman silahların yerini belli etmekteydi ve bu durum savaş esnasında dezavantaj sağlıyordu. Ayrıca kara barut namlularda yapışkan bir tortu bırakıyor ve bir süre sonra bu birikintiler nedeniyle gülle veya kurşun ağızdan dolmalı silaha sığmaz oluyordu. Atış sonrasında namlu temizlenmezse, bu yapışkan tortunun içindeki kükürt kalıntıları rutubet alarak sülfürik aside dönüşüyor ve namlu içinde korozyona neden oluyordu. Duman ve tortular nedeniyle oluşan sorunlar başka bir barutun yapılmasını zorunlu hale getirmekteydi. 1886 yılında ilk dumansız barut Fransa’da yapıldı [6].

Dumansız barutlar, kara barutun aksine ateşlendiğinde önemsiz miktarda duman üreten ve ateşli silahlarda kullanılan itici yakıtlara verilen addır.

### **1.1.2 Ateşli Silahların Tarihçesi**

Ateşli silahlar, barut gazının itici gücünün etkisiyle mermi atan bütün silahlara denir. Ateşli silah denince, genellikle bir kişi tarafından taşınabilen küçük çaplı silahlar akla gelmektedir. Ancak ateşli silahlar, büyük toplar, tüfekler ve tabancalara kadar her türde ve boyuttaki silahları kapsamaktadır.

Ateşli silahların en eski kanıtı Kuzeybatı Çin’de, 10. yüzyıldan kalan ipek bir sancak üzerine yapılmış bir alev makinesinin resmidir. Ayrıca 1132’de, De’an kuşatmasında Çin askerleri tarafından Jürchenler’e karşı mızrak başının yanına alev makinelerinin takıldığı kısa mızraklar kullandıklarına ilişkin yazılı kanıtlar bulunmaktadır. Ancak kuşkusuz ateş mızrağı daha eski bir tarihe dayanmaktadır [2].

İlk gerçek ateşli silahların çıkış tarihi olarak 1100’lerin ilk yarısı gösterilebilir. Sichuan’da bulunan bir Budist mağara tapınağındaki heykeller bunu kanıtlamaktadır. Bu tapınakta bulunan bir heykel, ondan çıkan bir gülle ile alevler içinde vazo biçimindeki bombayı tutan bir şeytanı göstermektedir. Günümüze kalan en eski ateşli silah ise Mançurya’da bulunan bir tunç toptur. 1288 yılına ait olduğu bilinmektedir [2].

Ateşli silahlar ilk defa M.S. 1250 yıllarında, Çin’de yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. İlk atılan cisimler gülle veya mermi türü mühimmatlar değil, oklardır. 14. yüzyıldan sonra Avrupa’da çeşitli topların kullanıldığını ispatlayan belgeler bulunmaktadır. 1340 yılına ait bazı belgelerde elde tutulup veya omuza dayanıp ateşlenen silahlardan söz edilmektedir. Avrupa’da el silahları terimi bu tarihten ancak 40 yıl sonra ortaya çıkmıştır. Ancak bu silahlar, günümüzde kullanılan el silahlarına pek benzememekle birlikte, süvariler tarafından tek elle kullanılacak kadar hafif silahlardır [2].

#### **1.1.2.1 Topların Tarihçesi**

Savaş topunun, İspanya’yı istila eden Berberiler tarafından Avrupa’ya getirildiği düşünülmektedir. Savaş topunun Avrupa’da ilk kez 1324 yılında kullanıldığı bilinmektedir. Ayrıca barutun ana maddesi olan güherçilenin 13. yüzyıldan önce Avrupa’da bilinmediği dikkate alınır bu tarihten önce savaş topunun Avrupa’da kullanılmış olması imkânsızdır. Osmanlılar ise topu ilk defa I. Kosova Savaşı’nda, 1389 yılında kullanmışlardır. Ayrıca

1453 yılında İstanbul'un fethi sırasında büyük toplar Fatih Sultan Mehmet tarafından kullanılmıştır [2].



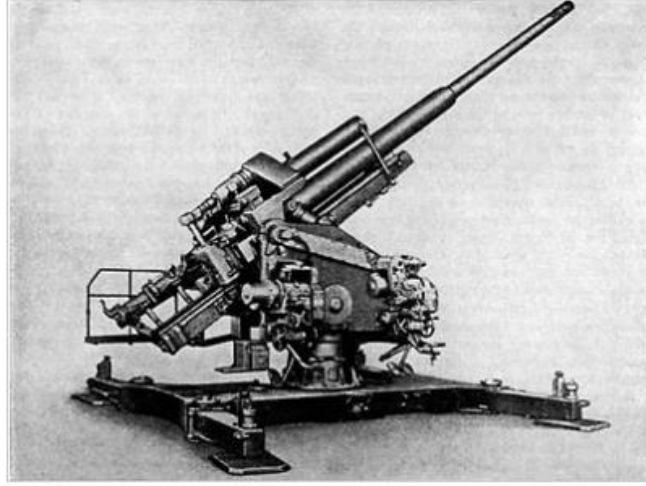
Şekil 1.4: 16. yüzyılda kullanılan top [7].

İlk dönemlerde imal edilen savaş topları tunçtan veya dökme demirden yapılmaktaydı. Döküm tekniğinin ilkel olması nedeniyle büyük boyutlu toplar imal edilemiyordu. Yapılan toplar ancak hafif taş güller atabiliyordu. Bu nedenle toplar çok güçlü silahlar değillerdi. Top yapım tekniklerinde yaşanan gelişmeyle daha güçlü toplar yapıldı ve taş güllerin yerini demir ya da kurşundan yapılan ağır güller aldı. İlk dönemlerde deniz ve kara toplarının iç kısımları düzdü, namlu boşluğunda yiv olarak adlandırılan girinti ve çıkıntılar bulunmamaktaydı. Bu nedenle 800 metreden uzak hedeflerde kullanılan toplar hedefler üzerinde etkili olamıyorlardı. Atılan topların pek çoğu vurulmak istenen hedeften sapıyordu. Hatta yakın mesafedeki piyade birliklerini vurmak için bile ateş açıldığında çok sayıda top kullanılıyordu. Ayrıca bu dönemde toplar kullandıkları güllenin ağırlığına göre sınıflandırılmaktaydı [2].



Şekil 1.5: İlk dönemlerde Çinliler tarafından kullanılan bambudan yapılmış savaş topu [8].

19. yüzyılın ortalarında ise düz namlulu topların yerini yivli toplar aldı. Bu sayede toplar daha isabetli atışlar yapan etkili silahlar haline geldi. Ayrıca daha önceki dönemlerde kullanılan yuvarlak güllerin yerini de isabet oranı yüksek olan sivri uçlu uzun mermiler aldı.



**Şekil 1.6:** II. Dünya Savaşı'nda kullanılan 128 mm Alman hava savunma topu [9].

Eski toplarda ateşlenen mermi namluyu terk ederken, basıncın etkisiyle top da geriye doğru kayıyordu. Geri tepme denen bu olay topun isabetli atış yapmasını engelliyor ve aynı hedefe tekrar atış yapmak gerekiyordu. 1890 yılında silahların geri tepmesiyle ilgili önemli bir gelişme yaşandı. Namlu bir kızak üzerinde hareket edebilen kundak üzerine yerleştirildi ve böylece geri tepme sonucunda topun konumunun bozulması engellendi. Bu sistemde top ateşlenince namluyu taşıyan kundak kızak üzerinde geriye doğru hareket etmektedir. Bu hareketle birlikte gerilen çelik yaylar ise namluyu hemen eski konumuna getirmektedir. Bu sistem sayesinde topun namlusu her ateşlendiğinde önce geriye, sonra ileriye doğru kaymaktadır. Ancak topun konumu bozulmamaktadır [2].

### **1.1.2.2 Tabancaların Tarihçesi**

Tabancalar ise tek elle kullanılmak için tasarlanmış olan hafif silahlardır. Yakın muharebe silahı olarak da tanımlanmaktadır. İlk tabancaların 1550'li yıllarda süvari silahı olarak geliştirildiği düşünülmektedir. Yakın muharebelerde tüfeklerin etkili olamadığı durumlarda, daha etkili olabilecek bir ateşli silaha ihtiyaç duyulmuştur. Önceleri tüfek boyları küçültülerek karabina adı verilen kısa tüfekler kullanılmışsada 1544'den itibaren kısa namlulu, kolay taşınabilir ve tek kişi tarafından zor şartlarda bile kullanılabilen tabancalar üretilmeye başlanmıştır. 1557'de Alman piyadesinin ve 1569'da süvarininin temel

silahlarından birisi olan tabancaların ağızdan dolmalı olarak imalatı gerçekleştirilmiştir. Ancak bu dönemlerde tarihte kullanılan ilk tabancaların kullanışsız ve güvenilmez silahlar olduğu ortaya çıkmıştır [2].



**Şekil 1.7:** Ağızdan dolmalı tabanca [10].

Daha sonra 16. yüzyılın sonlarına doğru çakmaklı ateşleme sistemi bulununca daha etkili silahlar imal edilmeye başlanmıştır. Bu sistemde ise tetik çekildiği zaman üzerinde çakmak taşı bulunan horoz çelik bir yüzeye vurmaktadır. Bu vuruş sırasında ortaya çıkan kıvılcım ise barutu ateşlemektedir. Bu sistemde İskandinav tipinde biraz daha fazla geliştirilmiş çarpma tablası vardır ve ateşleme kabı ile bir ünite olarak birleştirilmiştir. Bu türde en önemli değişiklik Fransa'da gerçekleştirilen çakmak sisteminin ortaya çıkmasıyla birlikte ilk modellerde dış kısımda bulunan ateşleme sisteminin, tabancanın iç bölümüne yerleştirilmesiyle yapılmıştır. Bu silahların ortaya çıktığı dönemlerde her asker, kılıcının yanı sıra iki tabanca taşımaktadır. Ancak bu tabancaların her atıştan sonra doldurulması gerektiği için bu silahların savaş esnasında pek kullanışlı olduğu söylenemez [4].



**Şekil 1.8:** Çakmaklı tabanca [11].

1776 yılında ağızdan doldurulan ilkel tabancaların yerine ilk defa haznesi mermi ile doldurulan tabancalar ortaya çıkmıştır. 1776 yılında İngiliz ordusunda Ferguson markalı ve bu türde ateşli silahlar kullanılmaya başlanmıştır [12, 13].

19. yüzyıldan itibaren tabancalar kapsüllü ve iğneli sisteme uygun olarak imal edilmeye başlanmıştır. 19. yüzyılın özellikle ikinci yarısından sonra Avrupa ve Amerika'daki silah sanayisindeki gelişmeler, seri üretimin başlamasına neden olmuş ve yeni tabanca modelleri tasarlanmıştır. Ağızdan doldurmalı tabancalardan sonra daha seri atış yapılabilen revolver adı verilen toplu tabancalar, küçük boyutlu cep tabancaları, iğneli, şarjörlü ve mermiyi mermi yatağına kendisi sokan, seri atışlı yarı ya da tam otomatik tabancalar üretilmeye başlanmıştır. Ayrıca İngilizler tüfekle tabancalar arasında küçük bir silah olan Blunderbuss ismi verilen silahlarda üretmişlerdir. Ancak bu silahlar savaş alanlarında yaygın bir şekilde kullanılmamıştır. Kişisel koruma silahları arasında yer almış ve 1840 yılına kadar İngiliz kraliyet posta servisinde güvenlik amaçlı kullanılmıştır [14].



**Şekil 1.9:** Samuel Colt revolver adı verilen toplu tabanca [15].

1831-1835 yılları arasında, Amerikalı Samuel Colt revolver adı verilen toplu tabancayı geliştirmiştir. Bu tabancada namlunun arkasında, genellikle altı mermi alan döner bir silindir bulunmaktadır. Her atıştan sonra bu silindir dönerek namlunun arkasına yeni bir mermi sürer. Bu şekilde yeniden doldurmaya gerek kalmadan altı mermi atılabilir. Bu nedenle bu tür tabancalar altıpatlar olarak da adlandırılmaktadır. Avrupa'da ise Webley and Scutt firması 1790'larda silah üretimine başlamış ve 1834'de ilk toplu tabanca üretimine geçmiştir. Amerika Birleşik Devletleri'nde ayrıca Smith Wesson 1840 tarihinden itibaren toplu tabanca üretimine başlamıştır. 1870 yılında ilk büyük kalibreli toplu tabanca olan model 3 ve daha sonra ise model 10 olarak adlandırılan silahların üretimini gerçekleştirmiştir [14].

Otomatik tabancalarda şarjör bulunmaktadır. Şarjördeki yay sistemi atıştan sonra yeni bir mermiyi namluya sürmektedir. Şarjör boşalınca yerine dolu bir şarjör takılarak atışa devam edilebilmektedir [14].



**Şekil 1.10:** P08 Luger tabanca [16].

19. yüzyılın ikinci yarısından itibaren tasarlanan tabancaların tartışmasız en ünlü silahı Almanlar tarafından yapılmış olan Luger'dir. I. Dünya Savaşı esnasında 2 milyon adet 9 mm mermi kullanan P08 Luger tabancası üretilmiştir. Alman ordusunda subay silahı olarak da kullanılan Lugerler şarjörlü tabanca olup 7 mermi kapasitelidir. Şarjör kabza altından silaha yerleştirilmektedir. Lugerler isabetli atışlar ve güvenilirlikleri ile ünlenmiş silahlardır. Lugerlerin farklı bir biçimi olan Parabellum ve M17'ler 1917 yılında üretilmeye başlanmışlardır. Ayrıca bu tarihten itibaren uzun namlulu ve 30 mermi kapasiteli Luger silahları da üretilmiştir [14].



**Şekil 1.11:** Mauser C96 modeli [17].

Almanya'da Lugerlerin dışında 7,65 mm'lik Beholla ile 7,63 mm'lik Mauser C96 ve C10 tabancaları da üretilmiştir. Ancak Mauserler 7,63 mm'lik çapları ile 9 mm olan Lugerlere göre daha etkisiz kalmışlardır. Mauser tabancaların ahşaptan yapılmış dipçikleri kabzaya takılarak, omuzdan destek alınarak ateş edilebilen Karabina'ya dönüştürülebilmekteydi [14].

1894 model Mauser otomatik tabancalar genellikle İtalyan ordusu tarafından tercih edilen bir silah olmuştur. I. Dünya Savaşı sırasında Türk ve Bulgar orduları da Alman Mauser, Parabellum ve Beholla marka tabancaları kadro silahı olarak kullanmışlardır [14].



**Şekil 1.12:** Webley model 4 tabanca [18].

İngiliz ordusunun subay silahı, Webley model 4 tabancalarıdır. 11,6 mm çapında ve 6 mermi kapasiteli bu silahlardan I. Dünya Savaşı sırasında üç yüz bin adet üretilmiştir. Savaş sırasında Hollanda bataklıklarında dahi kendini kanıtlamış olan bir silahtır. Son derece güvenilirdir. Webley tabancaları sadece İngilizler tarafından kullanılmamış. Birleşik Krallığı oluşturan diğer ülkelerin subayları da bu tabancaları kullanmışlardır. Subayların dışında makineli tüfek mürettebatı da bu tabancaları kadro silahı olarak kullanmışlardır. İngiliz ordusunda Amerikan silahları olan Colt ve Smith Wesson tabancaları da kullanılmıştır [14].



**Şekil 1.13:** 1892 model Pistole revolveur tabanca [19].

Fransız ordusunun standart tabancası ise 1892 model Pistole revolveur'dır. 9 mm çapında mermi kullanılan silahın mermi kapasitesi 6 mermidir. Bu tabancalar Belçika ve İspanya'da da üretilmiştir. İngiliz Webley silahlarıyla benzerlikleri bulunmaktadır. Ancak Webley



tabancaları mermi doldurma işlemi sırasında kırma şeklinde açılırken bu tabancalar mermi yuvalarının yer aldığı top yana doğru açılarak mermi doldurma işlemi daha kolay bir şekilde yapılabilmektedir. I. Dünya Savaşı esnasında Sırp ordusu subayları bu silahları kullanmışlardır. Ayrıca bu silahlar güvenilir olması sebebiyle II. Dünya Savaşı sırasında da kullanılmışlardır [14].



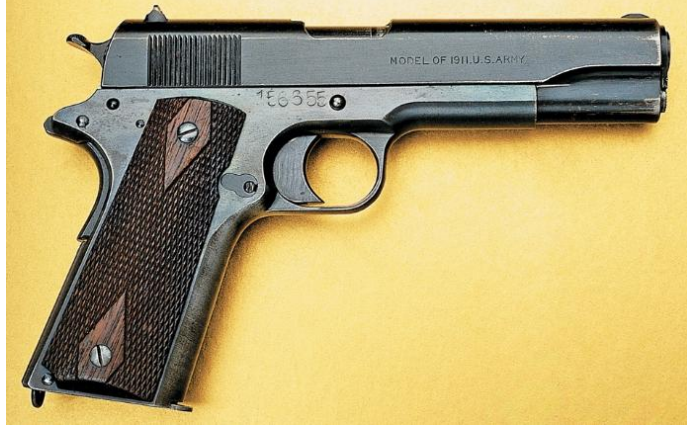
**Şekil 1.14:** FN Browning 1903 tabanca [20].

Belçika ordusu subayları ise bu yıllarda Amerikan yapımı Browning toplu tabancaları ile 9 mm Browning 1903 model tabancaları kullanmışlardır [14].



**Şekil 1.15:** 1912 model Steyr otomatik tabanca [21].

Avusturya, Macaristan ve Romanya orduları subay kadro silahı olarak 1912 model Steyr otomatik tabanca kullanmışlardır. 9 mm mermi kullanan bu tabancalar 8 mermi kapasitelidir [14].



Şekil 1.16: 1911 model Colt tabanca [22].

ABD'de ise bu dönemlerde 1911 model Colt toplu tabanca ve 1840 yılında üretimine başlanan Smith Wesson toplu tabanca kullanılmaktadır [14].

19. yüzyılın sonlarına doğru üretimi gerçekleştirilen silahlar günümüzde kullanılan modern silahların temelini oluşturmaktadır. Aynı zamanda bu dönemde bahsedilen silahların tasarımını ve imalatını gerçekleştiren şirketler Dünya'nın en büyük silah üreticileri olarak günümüzde de varlıklarını sürdürmektedirler.

### 1.1.2.3 Tüfekler ve Av Tüfeklerinin Tarihçesi

Tüfekler ve av tüfekleri tabancalardan farklı olarak omuza dayanarak ateşlenen silahlardır. Bu küçük çaplı ateşli silahların genel ilkeleri savaş toplarıyla aynıdır. Uzun menzilli tüfeklerin namlusu yivlidir. Yivli tüfeklerin atışları daha isabetlidir. Av tüfeklerinde ise namlu düzdür. Yivli tüfekler mermi çekirdeği, av tüfekleri ise saçma atarlar. Saçma olarak adlandırılan küçük kurşun bilyeler, tüfek ateşlendiğinde hedef üzerine saçılırlar ve bu bazı durumlarda isabet oranını arttırmaktadır [2].



Şekil 1.17: Av tüfeği [23].

Tüfeğe benzer ilk ateşli silah 1400'lerde yapılan ve arkebüz olarak adlandırılan küçük bir savaş topudur. 1500'lerde ise daha gelişmiş tüfekler yapılmıştır. Bu tüfekler ağızdan doldurulmakta, fitilli veya çakmaklı bir ateşleme sistemiyle ateşlenmekteydi. Bu tüfeklere çakmaklı tüfekler de denmektedir [2]. 1807 yılında ise çarpmalı ateşleme sistemi geliştirilmiştir. Bu sistemde, çarpmayla alev alan bir kapsül haznedeki barutu ateşliyordu. 1840'larda çakmaklı ve fitilli tüfeklerin yerini çarpmalı ateşleme sistemiyle donatılmış silahlar almıştır [7].



**Şekil 1.18:** AK-47 Tüfek [24].

Ancak yuvarlak kurşun atan bu tüfeklerin atışı çok isabetli değildi. Namluya yiv açma denemeleri 1500'lere kadar geri gitsede, gerçek yivli tüfekler ancak 1800'lü yıllarda yapılabildi. Ancak bu sistemde tüfeği ağızdan doldurmak namlunun yivlerini bozmaktaydı. Bu da atışların isabet oranlarının düşmesine sebep oluyordu. Bunun önüne geçebilmek amacıyla kuyruktan doldurma sistemi geliştirildi. Ancak kuyruktan dolma silahlarda ateşleme mekanizmalarının geliştirilip güçlü ve güvenli silahların yapılmasına kadar başarılı olamamıştır. Ancak 1860'larda ABD ve İngiltere'de merkez ateşlemeli metal fişeklerin yapılması ile kuyruktan dolmalı silahlarda büyük bir gelişme yaşanmaya başladı. Kırk yıllık süre içerisinde çeşitli kuyruktan dolmalı gelişmiş silahlar yapıldı. Arka arkaya atış yapabilen tüfekler 1880'lerden itibaren ülkelerin silahlı kuvvetleri tarafından kullanılmaya başlandı. Namlu içerisinde hiçbir kalıntı bırakmayıp, mermiye kara baruttan daha yüksek hız verebilen yeni tip barutun geliştirilmesiyle arka arkaya atışlı ve yarı otomatik silahlar yapıldı. 1890'lı yıllarda makineli tüfekler yapıldı. I. Dünya Savaşı sırasında ise tetiğe her basılışta hem ateş eden hem de otomatik doluş yapabilen yarı otomatik silahlar imal edilebiliyordu. 1920'lerde hafif makineli tüfeklerle birlikte otomatik tüfeklerin imalatı da gerçekleştiriliyordu. Ancak otomatik tüfekler genel olarak II. Dünya Savaşı'ndan sonra ülkelerin silahlı kuvvetleri tarafından kabul edilerek rağbet görmeye başlamıştır [7].

### 1.1.3 Fişeklerin Tarihçesi

Fişegin ilk şekli günümüzdeki fişeklerle çok az benzerlik göstermektedir. 1575 yılında yapılan bu fişek temelde mermi çekirdeği ve yeterli ölçüde barutu içeren bir kâğıt paket şeklinde kullanılmıştır. Bu sistemin avantajı, ateşli silahı doldurmada çabukluk sağlıyor olması ve taşıma işlemi sırasında barut kaybının önlenmesiydi. Daha iyi vuruş gücü ve etki elde etmek amacıyla küresel olarak tasarlanan mermi sonrasında modern mermilere benzeyecek şekilde uzatılarak ağırlık ve vuruş gücü arttırılmıştır [25].



Şekil 1.19: 1800'lü yıllarda üretilmiş fişekler [26].

1807 yılında ise İskoç papazı olan Alexander J. Forsyth tarafından sistemdeki patlama özelliği taşıyan bileşenler ince parçalar haline getirilmiştir. Bu ince parçalara çarpan bir horoz, bu bileşenleri patlatarak barutu ateşlemiştir. Vurma sistemi olarak adlandırılan ateşleme sistemi sayesinde hedefler vurulmaya çalışılmıştır [25].

1814 yılında Philadelphialı Joshua Shaw, Forsyth prensiplerini kullanarak çarpma kapsülünü geliştirmiştir. Bu kapsülde patlayıcı bir bileşen bulunmaktadır. Bu sistem dolma tüfekler için en çok kullanılan ateşleme sistemi olmuştur [25].

1836 yılında ise Fransa'da Lefauchaux tarafından iğne vuruşu ile ateşlenen fişek geliştirilmiştir. Çıkıntılı bir iğne, buna çarpan horoz etkisiyle ateşleme karışımının olduğu kısma çarparak, kovanda ateşlemeyi sağlamaktadır. Bu tip fişeklerde mermi çekirdeği, barut, kovan ve ateşleyici komponentlerinin hepsini bir tek fişekte taşıyan fişek modeli ilk kez oluşturulmuştur [25].



**Şekil 1.20:** 1800'lü yılların sonlarında üretilmiş çevresel vuruşlu fişekler [27].

1845 yılında Fransa'da Flobert tarafından çevresel vuruşlu fişekler geliştirilmiştir. Bu kovanda ilk ateşleyici bileşen, fişeğin arka bölümünde ve çevresinde boş olarak imal edilmiş kenar kısmına konmaktadır. Ateşleme iğnesi veya horozun bu bölüme çarpması sonucunda barutun ateşlenmesi gerçekleşmektedir [25].



**Şekil 1.21:** 1800'lü yılların sonlarına doğru üretilen merkez ateşlemeli fişekler [28].

1858 yılında Morse tarafından merkezi vuruşlu fişekler geliştirilmiştir. Ateşleyici taşıyan kapsül fişeğin arka bölümünde bulunmaktadır. Bu kapsüle iğnenin çarpması sonucu kapsül içindeki ateşleyici, barutun ateşlenmesini sağlamaktadır. Merkezi vuruşlu fişekler bugün modern silahların standardı olarak kullanılmaktadır [25].

## 2.LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Kenneth Chase tarafından yapılan çalışmada 16.yüzyıla kadar Asya, Ortadoğu ve Avrupa'da ateşli silahlarla ilgili yaşanan gelişmeler, buluşlar ve ateşli silahların toplumlara etkisi üzerine kaleme alınmış bir kitaptır. Ayrıca toplumların her dönem kullandığı ateşli silahların birbiriyle karşılaştırması yapılmıştır [2].

Douglas Thomas Hamilton tarafından yapılan çalışmada farklı kalibre fişeklerin üretiminde kullanılan kovan, çekirdek, kapsül komponentlerinin imalat süreci incelenmiştir. Farklı kalibre fişeklerde kullanılan barutların özellikleri ve üretimi aralarındaki farklar ortaya konularak incelenmiştir. Fişek komponentlerinin imalatında kullanılan ekipmanlar, ekipmanların üzerinde kullanılan takımlar ve imalatta kullanılan ekipmanların yapılan işi nasıl gerçekleştirdiği ayrıntılı bir biçimde incelenmiştir [29].

Berkeley R. Lewis tarafından yapılan çalışmada 1876 yılında kullanılan silah ve mühimmat sistemlerine tarihsel açıdan ve teknik açıdan yaklaşmıştır. Tarihsel süreç içerisinde hafif silah mühimmatları ile ilgili olan gelişmeler ve olaylar anlatılmıştır. 1870 yıllarında üretimi gerçekleştirilen fişeklerin imalat süreçleri ve bu yıllarda imal edilen ürünlerin çeşitliliğinden bahsedilmiştir [30].

Harry C. Thomson ve Lida Mayo tarafından yapılan çalışmada II. Dünya Savaşı öncesinde Amerika Birleşik Devletleri'nde bulunan ağır ve hafif silah üreticileri ve mühimmat üreticileri başta olmak üzere genel olarak Amerikan savunma endüstrisi hakkında detaylı bilgi verilmektedir [31].

NATO (Kuzey Atlantik Antlaşması Organizasyonu) Standardizasyon Ofisi tarafından hazırlanan ve NATO (Kuzey Atlantik Antlaşması Organizasyonu) müttefik mühendislik yayınları tarafından yayınlanan AEP-97 Standardı içerisinde STANAG 4820, STANAG 4172, STANAG 4509, STANAG 2310, STANAG 4090 ve STANAG 4383 standartlarını barındırmaktadır. AEP-97 Standardı hafif silah mühimmatları açısından NATO askeri gücü tarafından ihtiyaç duyulan mühimmat tasarımları, test prosedürleri ve teknik performans ihtiyaçlarını belirler ve detaylı bir şekilde açıklar [32].

Ahmet Söylemez tarafından yazılan eserde balistik bilimi ve kriminal alanda yapılan çalışmalardan bahsedilir [33].

Yusuf Alim tarafından yapılan aynı marka farklı seri numaralı tabancalarda çıkan mermi çekirdeğinin hangi tabancaya ait olduğunun saptanması için yapılan çalışmada balistik incelemeler ve arşiv karşılaştırmaları için üç boyutlu görüntüleme sistemleri ile yapılan arşiv analizleri deneysel olarak değerlendirilmiş ve çıkan sonuca göre kullanılan bu sistemlerin yararlılık ve güvenilirlik derecesi ortaya konmuştur [25].

Peter R. De Forest, Robert E. Gaensslen ve Henry C. Lee tarafından yapılan çalışmada kriminal alanıyla ilgili olarak temel seviyede bilgiler verilmektedir [34].

Fritz Werner Industrie-Ausruestungen GmbH ve Steiner Andreas tarafından yapılan C şekilli koça sahip transfer pres için patent başvurusu kalıplarda alt ve üst takımları kullanarak iş parçalarını art arda oluşturmak için tasarlanmış bir transfer presiyle ilgilidir. Parçayı şekillendirmek için kullanılan takımlar üst koç kafasına sabitlenirken, alt takımlar koç tabanına sıkıca bağlanılarak üretim gerçekleştirilir [35].

Waterbury Farrel ve George Lamb tarafından patenti alınan C tipi çok istasyonlu transfer pres zımba ve kalıplar aracılığıyla çekirdek üretimi gerçekleştirmektedir. Elektrik motorundan elde edilen dönme hareketi kayışlar ile volana aktarılmaktadır. Volan üzerindeki sürtünme plakası ve kavrama sisteminin birbirine geçmesiyle eksantrik mil dönmeye başlar. Eksantrik milin dönmesiyle dairesel hareket, doğrusal harekete çevrilir. Üst blok, eksantrik mildeki kaçıklık kadar doğrusal hareket yapar. Eksantrik milin yaptığı dönme hareketi üst kısımda bulunan helisel dişli vasıtasıyla presin yan kısmında bulunan mile aktarılır. Mil üzerinden transfer barın hareketi sağlanmaktadır. Bu şekilde üretilen ürünlerin istasyonlar arası transfer işlemi gerçekleştirilir. Alt kısımda bulunan helisel konik dişli vasıtasıyla yan tarafta bulunan mildeki hareket çıkarıcı zımbalara hareket veren kam miline aktarılır [36].

Ahmet Fındık tarafından yapılan mekanik sac şekillendirme pres tasarımında sistematik konstrüksiyon ve sonlu elemanlar yönteminin kullanımı isimli çalışmada mekanik presler üzerine literatür ve piyasa araştırması yapılarak bu iş kolundaki son gelişmeler incelenmiştir. Presin üç boyutlu katı modeli ve imalat planı oluşturulmuştur. Presin imalatı

esnasında karşılaşılan zorluklar ve bu zorlukların giderilmesi için takip edilen yöntemler ve alınan sonuçlar yazılmıştır. Presin elastik deformasyon sınırının aşılmasını engellemek amacıyla pres gövdesi hesapları sonlu elemanlar yönteminden faydalanılarak yapılmıştır [37].

Bhavesh N. Khichadia ve Dipeshkumar M. Chauhan tarafından yapılan mekanik pres gövdelerinin analizinin ve dizaynının incelenmesi isimli çalışmada pres gövdesi üzerinde oluşan gerilme dağılımları, şekil değiştirme, pres gövdesinin ergonomikliği, rijitliği ve dayanıklılığı gibi parametreler göz önüne alınarak yeni bir pres gövdesi tasarımı yapılmış ve yapılan yeni gövde tasarımı sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiştir [38].

Wu, Dao Hui tarafından yapılan dev dövme preslerinde yapısal yükün eşit şekilde aktarılması ve kontrolü isimli çalışmada büyük şekillendirme kabiliyetine sahip olan dövme presinin gövdesi gerilme dağılımı, yük transferi ve mukavemet açısından incelenmiş. Gövde elemanlarının birbirine montajını sağlayan civatalar ve kaynak bölgeleri incelenmiş. Bunun sonucunda yapıda kullanılan ön gerilme çubuklarında gerilme ve şekil değiştirme hakkında bir optimizasyon planı elde edilmiştir. Temel yük taşıma yapısının optimizasyonu gerçekleştirilmiştir [39].

Osman Yağbasan, C tipi pres gövdesinin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi adlı çalışmasında presler teknik yönden detaylı bir şekilde incelenmiş ve mekanik preslerin tasarım yöntemleri incelenmiştir. Daha sonra çeşitli sac kalınlıklarıyla konsantrik ve eksantrik yükler altında gerilme ve şekil değiştirme dağılımlarının değerlendirilmesi için C tipi pres ele alınmıştır. Tasarım geometrisinin güvenliği için mevcut uygulamada maksimum yük aşılmadan sonlu elemana dayalı gerilme ve şekil değiştirme analizleri ile optimizasyon yapılmıştır [40].

Fatih C. Babalık tarafından yapılan çalışmada makine elemanları hakkında ve makine elemanları ile ilgili hesapların nasıl yapıldığına dair ayrıntılı bilgiler ve soru çözümleri verilmiştir [41].

Prof. Dr. M. Suat Çakmak tarafından yapılan Volan ve Volan Hesapları isimli çalışmada çeşitli makinelerde kullanılan volanlara ait hesaplamaların nasıl yapıldığı hakkında detaylı bilgi verilmektedir [42].



Fatih Mehmet Botsalı tarafından yapılan çalışmada hareket halindeki makine elemanlarına etki eden dinamik kuvvetlerin hesaplanmasıyla ilgili temel bilgiler sunulmaktadır. Ayrıca çalışmada mekanizmalarda statik kuvvet analizi, kinematik analiz ve dinamik kuvvet analizi, tek serbestlik dereceli sistemlerin titreşimleri, mekanizmaların ve rijit rotorların dengelenmesi, volan tasarımı ve millerde savrulma konuları yer almaktadır [43].

Ansel C. Ugural tarafından yapılan çalışma üç bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde yükleme, gerilme, şekil değiştirme, malzemeler, sapma, sertlik ve kararlılık gibi temel konular ele alınmaktadır. Tasarım ve analizdeki temel kavramların yanı sıra mühendislik malzemelerinin özellikleriyle ilgili tanımlarda çalışmada bulunmaktadır. Ayrıca farklı yüklerle yüklenmiş elemanların gerilme ve deformasyonlarını belirlemek için ayrıntılı denge ve enerji analiz yöntemlerinede çalışmada yer verilmiştir. İkinci bölüm, kırılma mekaniği, kırılma kriterleri, yorulma olayı ve bileşenlerin yüzey hasarlarıyla ilgilidir. Son bölüm ise tüm makineleri kapsayacak şekilde makine bileşenleri tasarımına ayrılmıştır. Makine tasarımı temellerinin miller, rulmanlar, dişliler, kayışlar, zincirler, debriyajlar, frenler ve yaylar gibi spesifik elemanlara uygulanmasıyla ilgili bilgi verilmiştir [44].

Haydar Erdem tarafından yapılan eksantrik pres milinde gerilme analizleri ömür ve güvenilirlik değerlendirmeleri isimli çalışmada eksantrik pres makinelerinin mil üzerine gelen kuvvetleri çeşitli çalışma şartlarına göre incelenmiş, analiz edilmiş ve mile etkiyen ömür hesapları birbirinden farklı yöntemlerle yapılmıştır [45].

E. Rusinski, P. Harnatkiewicz, G. Przybyłek ve P. Moczko tarafından yapılan eksantrik pres şaftındaki yorulma kırıklarının analizi adlı çalışma analiz edilen yapılarda çatlak olabileceği varsayımına dayanmaktadır. Hesaplamalar, kırılma mekaniğine göre parçanın mevcut durumunu tanımlar. Bu çalışmada, dikkate alınan yapısal elemanın dayanıklılığını değerlendirmek amacıyla analitik, sayısal ve deneysel yöntemler kullanılmıştır [46].

Zhou, Jun Jie, eksantrik mil sistemi için Ansys tabanlı araştırma isimli çalışmada dönen makinelerin temel parçası olan rotor-rulman sisteminin makinenin çalışması üzerinde önemli bir etkisi olduğundan bahsedilir. Bu çalışmada incelenen eksantrik mil probleminde, rotor-rulman sistemin çalışmasının önemli bir özelliği olan kendi asimetrik yapısının neden olduğu dönme titreşimindeki konulardır. Bu çalışmada, eksantrik mil

sisteminin sonlu elemanlar analizi vasıtasıyla önemli parametreleri değiştirilmeden pah kırma ve yeniden yapılandırma ile eksantrik milin yapısı optimize edilir. Böylece maksimum gerilme 298 Mpa'dan 164Mpa'a düşürülmüş olur. Sonrasında daha fazla iyileşme sağlanarak maksimum gerilme 99 MPa değerine düşürülür. Ansys ve Matlab yazılımı rulmanın sertliği, sayısı ve rulman boşluğunun etkilerini incelemek için kullanılır. Sertlik araştırması sonucunda maksimum sertliğin rulman sertliği olarak arttığını ve ilk artıştan sonra azaldığını göstermektedir. Analiz, yatağın tasarımında ve kurulumunda maksimum gerilmenin çok büyük olmasını önlemek için rulman sertliğinin minimum olması gerektiğini kanıtlamaktadır. Yatak boşluğunun incelenmesi sonucunda boşluğun eksantrik sistemin deformasyonunun öncelikli belirleyicisi olduğunu ve taşıyıcı rulmanların bununla ilgisi olmadığını, bu nedenle sistem kuvvetinin iyileştirilmesi ve optimizasyonu için maksimum olmayan gerilme noktasındaki yatak boşluğunun artırılarak, maksimum gerilme noktasındaki yatak boşluğunun azaltılması gerekmektedir. Bu çalışmadaki araştırmalar, eksantrik mil sisteminin optimum tasarımı için teorik temel ve teknik destek sağlar. Ayrıca, yatağın emniyetli çalışmasına katkıda bulunan rulman tasarımı, montajı ve seçimi için rehberlik eder. Makine ve ekipman ömrünü uzatmaya, işin verimliliğini arttırmaya ve eksantrik milin dönmesi sonucunda oluşan makine titreşiminin azaltılarak yüksek verimli ve güvenilir bir şekilde makinenin çalışmasını sağlar [47].

Schuler GmbH tarafından ilk olarak 1998 yılında yapılan çalışmada metal şekillendirmenin temel prensipleri, pres tasarımının temel esasları ve sac malzemelerin şekillendirilmesi ile ilgili bilgiler verilmektedir [48].

Fatih C. Babalık ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada makine elemanları konuları çözümlü problemler üzerinden anlatılmış ve yapılan hesaplamalar hakkında detaylı bilgi verilmiştir [49].

Cahit Kurbanoglu tarafından yapılan çalışmada makine elemanları hakkında ve makine elemanları ile ilgili hesapların nasıl yapıldığına dair ayrıntılı bilgiler ve soru çözümleri verilmiştir. Ayrıca çalışmada proje hazırlanmasında yararlanılması için bazı tablolara yer verilmiştir [50].

Tekin Özdemir, motor biyel kolunun baş kısmının kırılmasının sonlu elemanlar yöntemi ile nümerik analizi üzerine isimli çalışmada motor biyel kolu üretim aşamaları ayrıntılı bir

şekilde incelenmiştir. Motor biyel kolu üretiminde kullanılan temel malzemelerden biri olan perlitik yapıdaki C70S6 malzemesiyle kırma deneyleri, sonrasında ise kırma deneylerinde elde edilen veriler baz alınarak Ansys ve LS-Dyna programlarıyla bilgisayar destekli analiz yapılmıştır. Deneyler yapılırken kullanılan biyel kolu kırma parametreleri hem motor biyel kolu optimizasyon çalışmalarında, hem de motor biyel kollarının sonlu elemanlar yöntemiyle analizi sürecinde kullanılmıştır. Perlitik yapıdaki C70S6 biyel kolu, başlangıç kırma deneylerinde elde edilen veriler ışığında çeşitli ısıl işlemlere tabii tutulmuştur. Malzemelerin ısıl işlem yapıldıktan sonra elde edilen yeni mekanik özellikleri Ansys programında tanımlanarak tekrar bilgisayar destekli analize tabii tutulmuş, deneysel sonuçlarla bilgisayar destekli analizden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Analizler neticesinde motor biyel kolu için en uygun malzeme bileşimi tespit edilmiş, bu tespit sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan testlerle desteklenmiştir [51].

Ferhat Hamza ve diğerleri tarafından yapılan kam silindiri takip mekanizmasının optimum tasarımında kullanılan yeni bir evrimsel algoritma adlı çalışmada silindir takipçisi ile bir kam mekanizmasının çok amaçlı optimizasyonun sağlanması amacıyla modifiye adaptif differansiyel evrim adı verilen yeni bir evrimsel algoritma tanıtılmıştır. Optimizasyon prosedürü açısından minimum sıkışıklık, maksimum verim ve maksimum mukavemet olmak üzere üç bölüm incelenmiştir. Optimizasyon sürecinde mekanizmanın tasarım kalitesini arttırmak için, problem formülasyonuna daha fazla tasarım kısıtlaması dahil edilmiştir. Geliştirilen algoritmanın doğrulanması için üç mühendislik tasarım problemi çözülmüştür. Test edilen problemler için simülasyon sonuçları, çeşitli mevcut optimizasyon yöntemlerine kıyasla önerilen algoritmanın etkinliğini ve sağlamlığını göstermektedir. Son olarak durum çalışması örneği için elde edilen optimal sonuçlar kam mekanizması birleşimi için çok faydalı kararlar alınmasını sağlamıştır [52].

Beyhan Uzunoğlu, kardan milinin geometrik modellenmesi ve sonlu elemanlar analizi isimli çalışmada kardan mili ayrıntılı şekilde incelenmiştir. Kardan milinin tasarımı sırasında moment, mafsal açısı ve aksel ilerleme değişkenlerinin üzerinde durulmuştur. Kardan mili üzerinde yer alan elemanlar hakkında ayrıntılı bilgi verilmiştir. Mukavemet, mafsal ömrü, kritik hız ve burulma katılığı ile ilgili bazı matematiksel formüller ve hesaplamalara yer verilmiştir. Mil üzerinde yer alan elemanlara ait malzeme bilgileri, elemanlara etkiyen moment değeri ve gerçek çalışma koşullarını yansıtacak uygun sınır şartlarının atanmasıyla sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Bahsedilen çalışmada

tasarımı yapılan üç parçalı kardan milinin burulma katılığının ve kritik hızının elde edilmesi için milin üstünde yer alan çatal elemanların ve üç parça halinde olan boruların geometrik modelleri hazırlanarak M.S.C Nastran adı verilen sonlu elemanlar analizi programına aktarılmıştır. Formüller vasıtasıyla bulunan teorik sonuçlarla, sonlu elemanlar analizi programından elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçların birbirine çok yakın olduğu gözlenmiştir [53].

Mehmet Uçar, kardan kaplinlerinde hasara etki eden faktörler ve alınması gereken tedbirler isimli çalışmada kardan kaplinlerinde imalattan ve yanlış kullanımdan dolayı işletme sırasında meydana gelebilecek muhtemel hasarlar ele alınmıştır. Çalışma koşulları belli olan kardan kaplinlerinde oluşan hasarlar incelenerek hasara etki eden nedenler ve faktörler araştırılmıştır. Alınan numuneler incelenerek yapılan araştırmalar sonucunda elemanın belirlenen ömürden önce hasara uğramaması için sistemin aşırı yüklenmemesi, izafi hareketli bölgelerde yağlamanın tam olması, kullanılan yağın çevresel şartlara bağlı olarak özelliğini kaybetmemesi, istavroz muylusu ile iğneli yatağın darbeli yüklere ve yüzey aşınmasına karşı mukavim olması, çatal ile ara milinin bağlandığı kısımda kaynak nedeniyle oluşan gerilmelerin giderilmesi ve kaplinin statik ve dinamik olarak dengelenmesi gerektiği görülmüştür [54].

E. Kahraman, sac metal malzemelerin kalıpta kesilebilme özelliklerine kesme boşluğunun etkisi adlı çalışmada farklı kesme boşluklarının kesme düzlüğü, çapak miktarı ve yuvarlanma üzerine etkileri araştırılmıştır. Çalışmada 2 mm, 3 mm ve 4 mm kalınlıklardaki alüminyum sac malzeme, paslanmaz sac malzeme ve dkp sac malzemeler kullanılmıştır. On bir farklı kesme boşluğu için kesme verileri, her malzeme ve kalınlık için birbirinden ayrı olarak elde edilmiştir. Araştırma sonuçları kesme düzlüğü, kopma düzlüğü, çapak miktarı ve yuvarlanma değerinin kesme boşluğuyla birebir ilişkili olduğunu ve kesme boşluğu değerinin sac malzemenin kalınlığına ve özelliğine göre değiştiğini göstermiştir [55].

İsfendiyar Bakşiyev ve Burhan Selçuk tarafından yapılan çalışmada makine elemanları hakkında ve makine elemanları ile ilgili hesapların nasıl yapıldığına dair ayrıntılı bilgiler ve soru çözümleri verilmiştir [56].

Serhat Yalçın, derin çekme işlemlerinde plastik buruşma analizi ve modellemesi isimli çalışmada derin çekme esnasında meydana gelen buruşma hatası ve uygulanabilir önlemleri almaya odaklanılmıştır. Derin çekme işlemini simule edebilmek için dinamik-açık ticari sonlu elemanlar kodu kullanılmıştır. Sayısal deneyler NUMISHEET referansları ile kıyaslanarak sonlu elemanlar kodunun hassasiyeti doğrulanmıştır. Baskı plakasının buruşmaya etkisi araştırılmıştır. Değişik baskı plakası kuvvetleri için eksenel simetrik kap modellemesi incelenmiştir. Buruşma kararsızlığına işlemin enerji grafiklerinde yer verilmiştir. Buruşmadaki anizotropi etkisi çelik malzemelerde izotropik ve izotropik olmayan nümerik deneyler kıyaslanarak tartışılmıştır. Pot çemberi modellemesi, eş ve fiziksel olarak, probleme ilave edilmiş ve sonuçları tartışılmıştır. Hidrolik pres de klasik derin çekme işleminin deneysel doğrulama çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışmayla birlikte, sayısal ve deneysel analizler ile parça kalınlığının buruşmaya etkisi ispatlanmıştır. Farklı ölçülerdeki parçalarda, dalga oluşumu 4 ayrı kalınlık değeri için gösterilmiştir [57].

Christopher Lee Cheng, soğuk çekme sonrası bakır numunelerin mekanik ve mikro yapısal karakterizasyonu isimli çalışmada derin çekme işlemine uğramış bir bakır mermi çekirdeği ceketinin mekanik ve mikro yapısal evrimi incelenmiştir. Bakır çekirdek ceketinin işlenmesi birden fazla derin çekme aşamasından oluşmaktadır. Bu işlemde bakır ceket boyunca deformasyon ve anizotropiye neden olur. Bu çalışmada incelenen numuneler  $150 \mu\text{m}^2$  lik bir alandan elektro-deşarj yöntemiyle çıkartılmaktadır. Mikro sertlik, mikro numune master kesitinin boydan boya kalınlığında herhangi bir değişkenlik göstermemiş ve nanoindentasyon sonuçlarının sertlik eğilimleri desteklenmiştir. Mikro örnek çekme testi, bakır ceket üzerindeki konumun bir fonksiyonu olarak elastisite modülü, akma dayanımı ve maksimum çekme dayanımı sağlamıştır [58].

Baver Yıldız, derin çekme işleminde kalıp tasarımının sonlu elemanlar yöntemi ile optimizasyonu adlı çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm yapan Ansys programı kullanılarak derin çekme işlemine etki eden zımba hızı, pot çemberi kuvveti, zımba ucu yarıçapı ve kalıp ağzı yarıçapı uzunlukları incelenmiştir. Seçilen parametrelerin sayısının fazla olması maksadıyla Taguchi deney tasarımı metodu kullanılarak simülasyon sayısı azaltılmıştır. İşlem parametrelerinin minimum parça kalınlığı, maksimum parça kalınlığı ve maksimum gerilme değeri üzerine etkisi incelenmiştir. Çalışma sonunda bulunan sonuçlara göre optimum parametre değerleri belirlenmiştir [59].

Serkan Mutlu, progresif kalıplarla derin çekme otomasyonu isimli çalışmada progresif çekme kalıplarının tasarımı ve maliyet analizi hakkında bilgiler verilmektedir. Ayrıca karmaşık üretim yöntemlerinin geleneksel üretim yöntemlerine göre daha karlı oldukları çeşitli verilere dayanılarak incelenmektedir. Progresif derin çekme kalıplarında çekme olayının yanı sıra kesme, delme gibi diğer işlemlerinde bir arada kullanılabildiği anlatılır. Karmaşık kalıplama tekniklerinin yüksek adette parça imalatı için rekabet şansını arttırdığı sonucuna varılır [60].

Mehmet Ozan Traş, yapay sinir ağları kullanılarak kesme kalıplarındaki çapak ve kesme düzlüğünün tahmini isimli çalışmada farklı sertlik değerlerine sahip dört adet malzemedeki kesme kalıbında farklı kesme boşluğu değerlerinde kesme işlemi yapılarak numuneler alınmıştır. Alınan numunelerin yuvarlanma değerleri, kesme düzlüğü değeri, kopma derinliği ve çapak yüksekliği ölçülerek veriler hazırlanmıştır. Bu deneysel veriler yapay sinir ağları kullanılarak düzenlenmiş ve deney yapılmayan malzeme ve kalınlık değerleri için ideal kesme boşluğu değerleri tahmin edilmiştir. Elde edilen veriler için performans testlerinden iyi sonuçlar elde edilmiştir. Deneysel veriler ve tahmin verileri sac metal kalıpcılığında kullanılmak amacıyla tablolara dönüştürülmüştür [61].

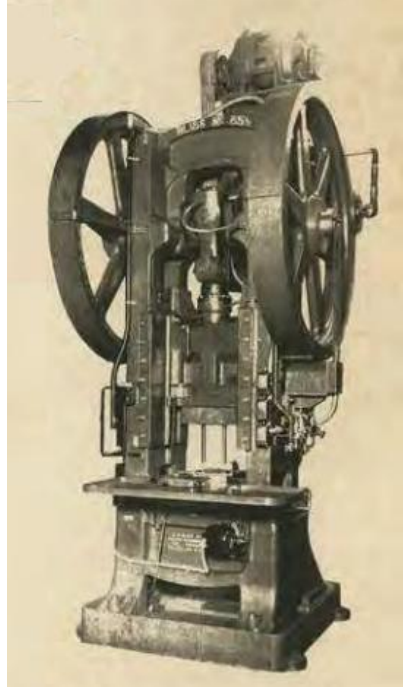
Tarık Yılmaz, kalıpcılık, sac metal kesme kalıp tasarımı ve gerilme analizi isimli çalışmada kesme kalıbını oluşturmak için nasıl bir yol izlenmesi gerektiği, hangi hesaplamaların yapılacağı, bu hesaplamalardan yola çıkılarak kalıp tasarımının yapılıp, imalat aşamasına geçmeden önce gerilme analizi yardımıyla oluşabilecek hataların tespitinin yapılması amaçlanmıştır. Bu şekilde oluşabilecek hataların önüne geçilecek ve iş gücünden, zamandan ve maliyetten tasarruf edilmiş olacaktır [62].

Andre Hildenbrand ve Manufacture de Machines du Haut-Rhin "MANURHIN S.A." tarafından alınan patent de kovan yüksüğü, çekirdek yüksüğü ve iç kurşun gibi malzemelerin besleme ve yönlendirme mekanizması açıklanmaktadır. Mekanizma, iş parçalarını toplu olarak alan bir besleme hunisi, besleme hunisinin dibini oluşturan ve çevresi üzerinde, çalışma parçalarını tek tek toplamak için boşluklar ve çalışma parçalarını yönlendirmek için çok sayıda cihaz içermektedir. Yönlendirme cihazları her bir hücrenin altına sabit olarak monte edilmektedir. Bu tür cihazların her biri, hücrenin tabanını seçici olarak açan bir kam tarafından çalıştırılan bir kapatma elemanı ve iş parçalarını, içine düşükleri sırada istenen şekilde yönlendiren bir besleme ağız veya kanalı içermektedir.

Buluşun mekanizması, kısmen bitmiş iş parçalarının üzerinde daha fazla şekillendirildikleri veya üzerinde çalıştıkları bir makine aletine beslenmesinde avantaj olarak uygulanmaktadır [63].

### 3. HAFİF SİLAH MÜHİMMATI ÜRETİM EKİPMANLARI

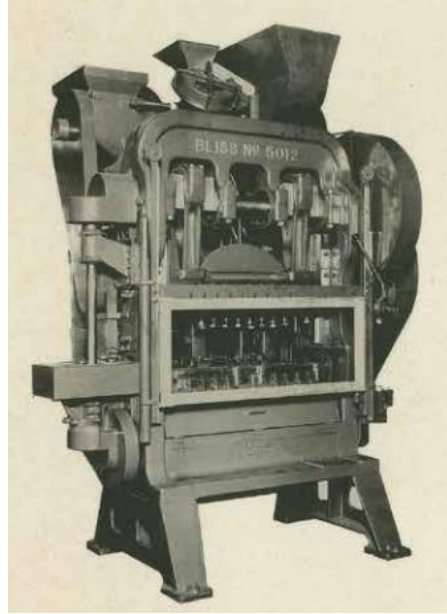
Hafif silah mühimmatı üretiminde her proses birbirinden ayrı ve birbirinden tamamen farklı özellikleri ve görevleri olan makineler tarafından gerçekleştirilir.



**Şekil 3.1:** The Bliss tarafından imal edilmiş kovan sıvama presleri [64].

İlk olarak mermi kovanının hammaddesi çift etkili preslerde derin çekme ve kesme yöntemiyle pirinç sacdan imal edilir. Normalizasyon tavlama ve yıkama işlemlerinden sonra kovan preslerde kullanıma hazır hale gelir. Çoklu istasyonlu transfer preslerde derin çekme ile kovanın boyu uzatılır. Daha sonra kovanın arka kısmına kapsül cebi açılır. Kapsül cebi açıldıktan sonra markalama işlemleri yapılır. Ateşleme deliği delinir ve kovana gerekli koniklik verilir. Üretilecek kovan çeşidine göre kovana boyun kısmı verilir. Daha sonra boy kesme makinelerinde presden çıkan kovanın ağız kısmı kesilerek kovanın boyu kısaltılır ve tırnak açma makinesinde kovanın arka kısmında bulunan oluk açılır. Bu işlemlerden sonra kovan gerilim giderme tavlama sokularak derin çekme işlemi esnasında oluşan artık gerilmeler alınır. Yıkama ve parlatma işlemi de gerçekleştirilen kovanlar ölçü kontrollerinden geçirilir ve ölçüsünde olan kovanlar kapsülleme işlemine hazır hale gelir. Kapsülleme makinesinde kovanların arka kısımlarında bulunan kapsül ceplerine kapsül çakılır ve merminin suya ve neme dayanıklı olması için kapsül ve ağız kısmına lak adı verilen sıvı sürülür [29, 30].





**Şekil 3.2:** Mermi çekirdeği üretimi amacıyla imal edilmiş çok istasyonlu transfer pres [64].

Bu işlemler gerçekleşirken bir taraftan da tek vuruşluk yatay preslerde iç kurşunlar imal edilir ve yıkanarak çapakları alınıp kullanıma hazır hale getirilirler. Çift etkili preslerde ise gömlek yüksüğü, pirinç veya bakır sac rulolardan derin çekme ve kesme işlemi sonunda elde edilir. Normalizasyon tavlaması ve yıkama işlemleri sonunda kullanıma hazır hale getirilir. Çoklu istasyonlu transfer preslerde gömlek yüksüğün ilk olarak derin çekme işlemi ile boyu uzatılır ve ucu mermi tipine göre şekillendirilir. Gömlek yüksüğünün içerisine yatay preslerde şekillendirilen iç kurşun koyularak arka kısmı kapatılır. Kapsüllü kovanlar ve çekirdekler montaj makinesinde buluşurlar kapsüllü kovanlara gerekli miktarda barut doldurularak çekirdek montajı gerçekleştirilir. Kullanıma hazır hale gelen mermiler için paketleme makinelerinde paketleme işlemi yapılarak satışa hazır hale getirilir [29, 30].

### **3.1 Hafif Silah Mühimmatı Üretim Ekipmanları Tarihçesi**

1800'lü yılların ortalarından itibaren hafif silah mühimmatı ile ilgili üretim teknikleri ve ekipmanlarında büyük gelişmeler yaşanmaya başladı. Özellikle Avrupa ve Kuzey Amerika'da bu alanda yaşanan gelişmeler neticesinde mühimmat üretim ekipmanlarının imalatını yapacak olan birçok şirket kuruldu. 1800'lü yılların ortalarında kurulan bu şirketler tarafından modern hafif silah mühimmatlarının seri üretime uygun olarak üretim teknikleri belirlendi [31].



**Şekil 3.3:** 1930'lu yıllarda hafif silah mühimmatı üretim hattı [64].

Mühimmat ekipmanları alanında kurulan şirketler genel olarak kuruldukları ilk yıllarda özel şirketler olarak yapılmış olsada daha sonraki yıllarda stratejik bir sektör olması nedeniyle bu şirketlere devletler ortak olmuştur. 1800'lü yılların ortalarında kurularak Dünya tarihine etki eden şirketler arasında Belçika'da Lachaussee S.A, Almanya'da Fritz Werner, Kanada'da Waterbury Farrel ve ABD'de The Bliss olarak sayılabilir.

Lachaussee S.A adlı şirket 1830 yılında Belçika Herstal'da kurulmuştur. Belçika'da silah ve mühimmat sektörünün gelişmesinde çok önemli bir rol oynamıştır. Belçika devleti tarafından kurulmuş olan mühimmat ve silah üretimi konusunda Dünya'nın önde gelen firmalarından biri olan FN Herstal firmasının mühimmat üretimi konusunda önemli bir noktaya gelmesinde bu şirketin payı oldukça fazladır.

Fritz Werner GmbH adlı şirket 1896 yılında mühimmat üretim ekipmanları alanında Berlin'de Dr. Friedrich Carl Werner tarafından kuruldu. Dr. Friedrich Carl Werner, Alman İmparatorluğunun askeri fabrikasında çalışmış olan bir makine mühendisidir. Şirkete oğlunun ismini vermiştir. Fritz Werner GmbH'in mühimmat üretim ekipmanları konusundaki ünü ürettiği yüksek kaliteye ve güvenilirliğe sahip ekipmanlar sayesinde yayılmıştır. Bunun sonucu olarak 1920'lerin başında bu şirket tüm Dünya'ya ihracat yapmaya başlamıştır. Özellikle Asya pazarına sağladığı ekipmanlar ve know-how şirketin oldukça büyümesini sağlamıştır. Ancak II. Dünya Savaşından sonra Fritz Werner, Alman federal hükümetinin kontrolü altına girmiş ve tamamen devlete ait bir şirket olmuştur. Şirketin merkezi Berlin'den Ren vadisindeki Geisenheim'a taşınmıştır. 1957 yılında Fritz Werner, Metallwerk Elisenhütte GmbH adında kendi mühimmat üretim fabrikasını Nassau'da kurmuştur. Kurulan mühimmat fabrikasında Alman güvenlik güçleri için hafif

silah mühimmatı üretilmiştir. Hafif silah mühimmatı üretimi yapan şirketten, mühimmat üretim ekipmanları imalatı yapan ana şirkete de geri besleme yapılarak mühimmat ekipmanları konusunda çok hızlı ilerleme kaydedilmiştir. 1990'lı yıllarda ise şirket tekrar özelleştirilmiştir. Günümüzde hala mühimmat üreten ekipmanlar konusunda en önemli firmalardan biridir [65].

Waterbury Farrel Foundry and Machine Co. Almon Farrel tarafından Ansonia, Connecticut'da kurulmuş bir Amerikan endüstri şirketidir. Almon Farrel, Connecticut ve güney New York'da endüstrinin gelişmesine oldukça büyük katkılar sağlamış bir mühendistir. 1848 yılında imalata başlayan işletme küçük bir dökümhane ve makine atölyesini içermekteydi. Şirket kurulduğu ilk yıllarda su tesisatlarında kullanılan pirinç ve demir döküm ürünler, güç aktarım elemanları ve dişliler üretmekteydi. Allen Farrel'in ölümünden sonra şirketin başına Franklin Farrel geçti. Şirket ABD'de bu dönemde pirinç ve kauçuk endüstrisinin taleplerini karşılamak için makineler tasarladı ve bu sektörlerde yeni çözümler üretti. Aynı zamanda plastik, kâğıt ve şeker endüstrileri içinde makine üretimine devam etti. Pek çok firmayla pek çok sektörde ortaklık kuran firma 1939 yılında II. Dünya Savaşı'yla birlikte mühimmat üretim makineleri imalatında da yerini aldı ve yıllardan beri makine imalatı yaptığı pek çok sektördeki deneyimiyle mühimmat ekipmanları alanında da hızla gelişerek Dünya'daki en önemli firmalardan biri haline geldi. Waterbury Farrel isimli şirket 2011 yılında Magnum Integrated Technologies'e satılarak Kanada, Ontario'ya taşınmıştır. Günümüzde bu alanda imalat yapan sayılı firmalardan birisidir [31, 66].

Bu alanda faaliyet gösteren Manurhin isimli şirket 1919 yılında Jules Spengler tarafından gıda ve mücevher işleme amacıyla kurulmuştur. Kurulduktan sonra hafif silah mühimmatı üretimi amacıyla bir hat satın almıştır. Hafif silah mühimmatı hattı satın alan firma 1922 yılında kendi makinelerini geliştirmeye başladı ve 1922 yılında ilk mühimmat üretim ekipmanını üretti. 1928 yılında Le Mans'da hafif silah mühimmatı üretimi için kendi tesisini kurdu. Kurulan yeni tesisteki bütün ekipmanların imalatı Manurhin tarafından yapılmıştır. 1936 yılında Vichy yakınlarında orta kalibre mühimmat üretimi için yeni bir tesis kuruldu. II. Dünya Savaşından sonra Manurhin'in üretim tesisleri yeniden inşa edildi. Hafif silah üretiminden motosiklet üretimine kadar farklı iş kollarında bulunan firma aynı zamanda Avusturya'da Diehl Group için mühimmat üretim tesisi kurdu. 1960-1970 yılları arasında şirket silah üretimi ve pek çok sektör için imal ettiği makineler sayesinde en

parlak günlerini yaşadı. Manurhin 20'den fazla iştiraki ve 4000'den fazla çalışanı olan imalat sektöründe Avrupa'daki en büyük 69. şirket haline geldi. 1978 yılında %34'ü Matra Group tarafından satın alınan şirketin 1980'li yılların başında yaşanan ekonomik kriz etkisiyle iştiraklerinin çoğu kapatıldı veya satıldı. 1990 yılında şirket GIAT industries tarafından satın alındı. 1991 yılında FN Herstal Manurhin'e ortak oldu. Günümüzde Manurhin firması çok ortaklı bir firma olarak bu alanda imalata devam etmektedir [67].



**Şekil 3.4:** The Bliss tarafından 1930 yılında imalatı gerçekleştirilmiş mermi çekirdeği üretim hattı [64].

20. yüzyılın başlarında The Bliss Amerikan imalat sanayisinde metal işleme ekipmanları, teneke kutular, otomotiv yedek parçaları ve mühimmat üretimi konusunda önemli bir rol oynamıştır. Eliphalet Williams Bliss tarafından 1860 yılında kurulan şirket 1893 yılında İspanyol-Amerikan Savaşında Whitehead tipi torpidonun imalatını gerçekleştirmiştir. Daha sonraki yıllarda yine Amerika tarafından kullanılan dönemdeki önemli silahlardan biri olan Bliss-Leavitt torpidosu The Bliss firması tarafından geliştirilmiştir. Geliştirilen bu torpidoya ABD ve Büyük Britanya orduları tarafından çok fazla sayıda ihtiyaç duyulmuştur. I. Dünya Savaşı esnasında Bliss üretim tesislerinde 15000 kişi çalışmaktadır. I. Dünya Savaşı sonrasında Amerikan hükümeti The Bliss firmasından daha zor görev taleplerinde bulunmuştur. The Bliss bunun sonucu olarak daha gelişmiş torpidolar, su altı bombaları, hafif silah mühimmatları ve hafif silah mühimmatlarını üreten ekipmanlar konusunda uzmanlaşmıştır. II. Dünya Savaşı sırasında The Bliss Amerikan savunma sanayinde zor ve çok önemli görevler üstlenmiştir. ABD'de bulunan hafif silah mühimmatı üreticilerine yüzlerce pres ve diğer ekipmanların satışını gerçekleştirmiştir. Ayrıca ABD ve İngiliz orduları için radar ekipmanları, jet yakıt üniteleri sağlamıştır. Ayrıca I. Dünya

Savaşı'ndan sonra Paris'de şirkete ait kurulan üretim tesisinde Fransız ordusu için hafif silah mühimmatı üretilmiştir. II. Dünya Savaşı sonrasında da The Bliss pek çok savunma sanayi projesinde görev almış ve başarıyla tamamlamıştır. Günümüzde de mühimmat üreten ekipmanların imalatı konusunda lider konumda olan firmalardan biridir [64].

#### 4. FİŞEKLER

Canlı ve cansız hedefler üzerinde tahribat yapmak amacıyla kullanılan mermi çekirdeği, kovan, barut ve kapsülden oluşan aksamın bütünü fişek olarak adlandırılmaktadır. Ateşli silahlarda kullanılan fişeklerin birbirinden farklı özelliklere sahip olan binlerce çeşidi bulunmaktadır [33, 34].



Şekil 4.1: Fişek çeşitleri [68].

#### 4.1 Kovan

Kovan fişegin ana gövdesidir. Kovanın temelde üç görevi vardır. Bunlar; barutu, mermi çekirdeğini, kapsülü, bir arada tutmak, barutu dışarıdan gelen etkilere karşı korumak ve ateşleme sonunda barutun yanmasıyla oluşan barut gazı basıncından en üst seviyede yararlanmaktır [33, 34].



Şekil 4.2: Kovan çeşitleri [69].

Kovanlar genelde Ms70 olarak adlandırılan %70 bakır ve %30 çinko karışımı olan pirinçten imal edilirler. Bunların yanında çelik malzemeden üretilen kovanlar da bulunmaktadır. Kullanıldıkları silahlara göre çok çeşitli kovanlar bulunmaktadır. Kovan

dip tablası kenarları diğer kenarlara oranla daha kalındır. Kovanların dip tablalarında genelde fişegin üretim yılı, fişek cinsi ve üretimi gerçekleştiren şirketin kısa kodu bulunmaktadır [33, 34].

Kovanlar dip tablalarının girintili veya çıkıntılı olmasına göre iki gruba ayrılır. Dip tablası genel olarak dışarı doğru olanlar toplu tabancalarda kullanılmaktadırlar, nadir olarak bazı otomatik tüfekler ve tabancalarda bu tür kovanları bulunan fişekler kullanabilmektedir [33].

#### 4.2 Mermi Çekirdeği

Ateşleme ile kovandan ayrılıp namluyu terk ettikten sonra hedef üzerinde tahribat oluşturan genel olarak kurşundan yapılmış bir elemandır. Çekirdekler gömlekli ve gömleksiz olmak üzere ikiye ayrılırlar [33, 34].



Şekil 4.3: Mermi çekirdeği çeşitleri [70].

##### 4.2.1 Gömleksiz Çekirdekler

Gömleksiz çekirdekler silahın namlusunu çabuk kirletmektedir. Gömleksiz kurşun çekirdeklerinin üzerleri genelde yağlı bir madde ile kaplanır veya bu çekirdeklere bakır kaplama yapılır. Bu işlemlerin yapılmasının ana sebebi çekirdeğin namlu iç yüzeyine sıvanmasını engellemektir [25].



Şekil 4.4: Gömleksiz çekirdekler [71].

Gömleksiz çekirdekler genelde toplu tabancalarda kullanılır. Canlılar üzerinde delme gücü düşük ancak yumuşak dokuları parçalama özelliği fazladır [33, 34].

Gömleksiz çekirdekler NATO standartlarının dışında yer almaktadır. Genel olarak sivil amaçlı kullanımları yaygındır.

#### 4.2.2 Gömlekli Çekirdekler

Gömlekli çekirdeklerin kurşun kısımları Ms90 tombak (%90 bakır, %10 çinko) veya Ms70 pirinç malzemeden yapılmış gömlekle kaplıdır.



Şekil 4.5: Gömlekli çekirdek ve kesiti [72].

Gömlek namlunun aşınmasını azaltır. Mermi çekirdeğinin hedef üzerinde delme gücünü artırır. Çekirdekler birbirinden farklı şekillerde imal edilebilirler. Ancak genel olarak incelendiğinde çekirdeklerin ön kısmının hedefe doğru hızlı bir şekilde ilerlerken havayı yarması ve uçuş dengesini sağlaması için sivri bir şekilde tasarlandığı görülür. Çekirdekler kullanılacakları silahların namlu çapına uygun bir şekilde üretilirler. Çekirdek ana gövdesi, namlu içerisindeki yiv ve setlere sürtünerek çekirdeğin namluyu dönerek terk etmesini sağlamaktadır. Çekirdeğin hedefe dönerek gitmesi ise hedef dağılımını iyileştirmektedir. Ayrıca hedef dağılımını etkileyen bir diğer unsur çekirdek gömleğinin arka kısmının atış esnasında açılmayacak şekilde üretim prosesinde mühürleme işleminin yapılmasıdır. NATO standardında üretilen çekirdeklerin tamamı gömlekli çekirdeklerdir.

##### 4.2.2.1 Gömlekli Çekirdeklerin Yapısı ve Çeşitleri

Farklı kalibredeki fişekler tamamen birbirinden farklı mermi çekirdekleri kullanmaktadır. Hatta aynı kalibredeki fişeklerin çekirdekleri, kovan ile çekirdeğin birleştiği kısım aynı ölçüde kalmak koşuluyla, birbirinden farklı yapıda üretilebilirler. Ancak NATO



standardında yapılan üretimlerde çekirdek tipinde ölçüsel bazı küçük tolerans farklılıkları olsa da her kalibre için çekirdekler yapı olarak tek tiptir. NATO standartlarında Full Metal Jacket olarak adlandırılan kurşunun tamamen gömlekle kaplı olduğu ucu sivri olan çekirdeğin kullanılması şart koşulmaktadır.



**Şekil 4.6:** 5.56x45 FMJ (Full Metal Jacket) Mermi çekirdeği [73].

FMJ (Full Metal Jacket); dip tablası hariç mermi çekirdeğinin tüm yüzeyinin Ms70 pirinç veya Ms90 bakır gömlek maddesi ile kaplandığı çekirdekleri tanımlayan ifade için kullanılmaktadır. FMJ çekirdekler NATO standardını sağlayan çekirdeklerdir. FMJ çekirdeklerin bir kısmında gömlek yumuşak kurşun nüveyi kaplarken bir kısmında zırh delici çelik parça ve kurşun nüve gömlek tarafından kaplanmaktadır. Zırh delici çekirdekler sadece askeri amaçlı olarak kullanılmaktadır.



**Şekil 4.7:** 9x19 mm JFP (Jacketed Flat Point) Mermi çekirdeği [74].

JFP (Jacketed Flat Point); FMJ mermi çekirdeği ile aynı olmasına rağmen mermi çekirdeğinin burnu yuvarlak bir yapının yerine düz bir haldedir. Düz noktada dahil olmak üzere kurşun nüvenin tamamı gömlek ile kaplanmıştır [33].



**Şekil 4.8:** 9x19 mm JHP (Jacketed Hollow Point) Mermi çekirdeği [75].

JHP (Jacketed Hollow Point); mermi çekirdeğinin yapısını yumuşak bir kurşun nüve ve çok sert bir gömlek oluşturmaktadır. Mermi çekirdeğinin uç kısmında bulunan gömlek açılmış şekildedir ve kurşun nüvenin içerisine doğru bir oyuk meydana getirilmiştir. Bu noktaya kuvvet uygulandığında, mermi çekirdeğinin burundan geriye doğru açılmasına ve genişlemesine sebep olacaktır. Bu açılma ve genişleme mermi çekirdeğinin delme gücünü azaltacak, ancak mermi çekirdeğinin çarptığı noktada kendi çapından daha büyük çapta ve daha fazla tahribata neden olmasını sağlayacaktır. Bu tarz çekirdeklere sahip fişekler genel olarak güvenlik güçlerinin içindeki özel birimler tarafından tercih edilmektedir [25].

### **4.3 Barut**

Ateşli silahlarda, yanma ile oluşan gaz basıncı sayesinde mermi çekirdeğinin hedefe fırlatılmasını sağlayan yanıcı özelliğe sahip katı bir maddedir [25].

Barutlar kullanım amaçlarına ve bu amaçları doğrultusunda istenen yanma sürelerine göre değişiklik göstermektedir. Küçük kalibre (7.65 mm ile 12.7 mm arasındaki çapa sahip) fişeklerde genel olarak tek bazlı ve çift bazlı barutlar kullanılmaktadır.

#### **4.3.1 Tek Bazlı Barutlar**

İçerisine organik maddeler katılmış nitroselülozdan oluşmaktadır. Tek bazlı barutlar içlerinde bulunan katkı maddelerine göre beyaz, kahverengi, gri ve siyah renklerini alabilirler. Genel olarak silindirik veya yassı şeklindedir.



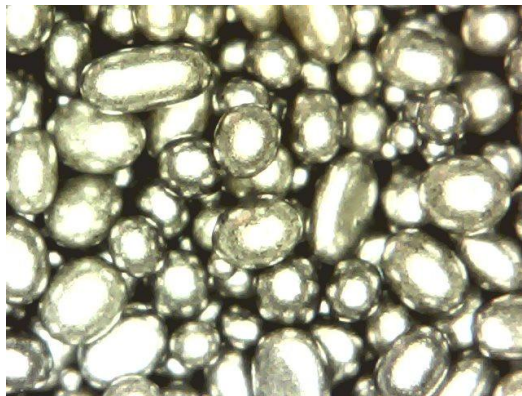
**Şekil 4.9:** Tek bazlı barut mikroskop görüntüsü.

Genel olarak sivil amaçlı kullanılan küçük kalibre fişeklerde tercih edilirler. Bu tip barutların yanma hızları çift bazlı barutlara göre yüksektir. Tek bazlı barutlar ateşlendiğinde daha yüksek basınç elde edilir. Ancak tek bazlı barutların etki süreleri çift bazlı barutlara göre daha kısadır. Dolayısıyla yüksek anlık basınç da çift bazlı barutlara göre daha düşük hız elde edilecektir. Etki süresinin kısa olması nedeniyle atış yapılan silahın şahlanmasında azalma meydana gelecektir.

Tek bazlı barutların dış yüzeyi statik elektriklenmenin önlenmesi ve dolum sırasında akıcılığının sağlanması amacıyla grafitle kaplıdır [25].

#### **4.3.2 Çift Bazlı Barutlar**

Nitroselüloz ve nitrogliserin ihtiva eden barutlardır. Nitroselüloz yanma olayını hızlandıran, nitrogliserin ise yanma olayını yavaşlatan maddelerdir. Çift bazlı barutlar nitrogliserin maddesi ihtiva ettiği için yanma hızları tek bazlı barutlara göre daha düşüktür. Nitrogliserin yanma hızını dengeleyici madde olarak da tanımlanabilir.



**Şekil 4.10:** Çift bazlı barut mikroskop görüntüsü.

Çift bazlı barutlar, tek bazlı barutlara oranla daha yavaş yanmaktadırlar. Çift bazlı barutların yanması sonucu tek bazlı barutlara oranla daha az basınç oluşur. Ancak çift bazlı barutların etki süreleri daha uzundur. Dolayısıyla çift bazlı barutun yanmasıyla fırlatılan mermi çekirdeği tek bazlı barutun yanmasıyla fırlatılan mermi çekirdeğinden daha hızlı bir şekilde hedefe doğru ilerler.

Genel olarak çift bazlı barutlar NATO standartlarında askeri amaçlı üretilen fişeklerde tercih edilmektedir. Çift bazlı barutlar genel olarak küresel tanecik yapısına sahiptir. Çift bazlı barutların dış yüzeyi statik elektriklenmenin önlenmesi ve dolum sırasında akıcılığının sağlanması amacıyla grafitle kaplıdır.

#### **4.4 Kapsül**

Ateşli silahlarda, horozun veya ateşleme iğnesinin darbesi sonucunda ateşlenen, içerisinde darbelere karşı çok hassas kimyasal maddeler olan elemandır. Kapsülün eczası baryum nitrat, kurşunstifnat, tetrazen, alüminyum tozu ve arap zıncı gibi kimyasal maddelerden meydana gelmektedir [25, 33].

Kapsülün eczasını saran kapsül kabı genellikle, ince rulo sac pirinç, bakır veya nikelden yapılmaktadır. Kapsül kabına, örs adı verilen aradaki eczanın ateşleme iğnesi veya horoz vurduğu zaman sıkışmasını sağlayan parça preslenerek montaj edilir. Bu şekilde kapsül elde edilmiş olur. Kapsülün örs kısmı da pirinç, bakır veya nikelden imal edilir [29].

Kapsül kovanın dip tablasında yer alan kapsül cebine NATO standartlarında belirtilen 0 mm ile -0,20 mm arasındaki derinliğe yerleştirilir. Ayrıca NATO standartlarında belirtilen kapsül hassasiyet testleri bulunmaktadır. Atış esnasında iğnenin veya horozun kapsüle çarpması sonucunda örs ile kapsül kabı arasında kalan kapsül eczasının sıkışması neticesinde oluşan alev ateşleme deliğinden geçerek kovan içerisindeki barutu tutuşturur.

Kapsül eczasının nem ve rutubet almaması için eczanın üzerine ilk olarak kağıtlama makinesinde kâğıt yerleştirilir. Daha sonra ise lak adı verilen eczanın nem ve rutubet almasını engelleyecek bir boya uygulanır [29].

#### 4.4.1 Kapsül Çeşitleri

Boxer tipi kapsül; 1866 yılında İngiliz albayı Boxer tarafından imal edilmiştir. Boxer tipi kapsüller kap ve örs denilen kısımların birbirine montaj edilmesiyle oluşur. Kap ve örs kısımlarının arasına ecza olarak adlandırılan patlayıcı kısım sıkıştırılmıştır. Kapsül patladığında tek bir ateşleme deliği vasıtasıyla barut ateşlenir [25, 33].



Şekil 4.11: Boxer tipi kapsül [76].

Standart berdan tipi kapsül; Amerikan albayı H. Berdan tarafından 1965 yılında geliştirilmiştir. Bu tip kapsüllerin örsü bulunmamaktadır. Örs kovanının bir parçası halindedir. Ayrıca kovandaki örsün etrafında fişek kalibresine göre değişkenlik gösteren 2-4 adet arasında alev kanalları bulunmaktadır [25].



Şekil 4.12: Berdan tipi kapsül [77].

Merkezden kanallı berdan tipi kapsül; çeşidinde örs kovanının ayrılmaz bir parçasıdır. Ancak alev kanallarının kapsülün ortasından geçmiş olması bu tip kapsülü diğer berdan tipi kapsülden ayırmaktadır. Bu tip kapsüller daha çok Avusturya'da imal edilmektedir [25].

#### 4.5 Fişek Çeşitleri

Birbirinden farklı silahlarda kullanılmak üzere tasarlanmış pek çok fişek çeşidi vardır. Tasarlanan fişeklerin hepsi birbirinden farklı amaçlar doğrultusunda tasarlanmıştır. Ancak dört kalibre fişegin NATO topluluğuna üye ülkelerin birbiri arasında rahat kullanımı sağlamak ve belirli bir fişek kalitesini sağlamak amacıyla NATO standartları altında özellikleri beyan edilmiştir. Genel olarak Dünya üzerinde askeri amaçlı ve sivil amaçlı olmak üzere NATO tarafından kabul gören fişekler kullanılmaktadır. Bu fişek çeşitleri;

- 9x19 mm Parabellum

-5.56x45 mm NATO

-7.62x51 mm NATO

-12.7x99 mm NATO olarak sıralanabilir.

##### 4.5.1 9x19 mm Parabellum

9x19 mm Parabellum hafif silahlar için üretilen 9 mm mermi çekirdeği çapı ve 19 mm kovan uzunluğuna sahip fişektir. 9x19 mm Parabellum mermileri ses hızını aşabilmektedir.



Şekil 4.13: 9x19 mm Parabellum tabanca fişegi [78].

9 mm fişeginin yapılış nedeni, Alman askeri birlikleri 1898 yılında yaptığı 7.65x21 mm Parabellum fişeginin yeterince güçlü olmasına rağmen, tabancalarda daha güçlü bir etki yaratabilen, geri tepmesi az olan bir fişek daha yapmak istemişlerdir. Bunun üzerine 1901 yılında bu fişek geliştirilmeye başlanmıştır ve 1902 yılında 9x19 mm Parabellum fişegi yapılmıştır [79].

9x19 mm Parabellum fişegi ile ilgili standartlar STANAG 4090'da belirtilmiştir. STANAG 4090'da 9x19 Parabellum fişeginin mermi çekirdeğinin 16. metrede ki hızı  $370 \pm 10$  m/s olarak belirlenmiştir. Standartta istenilen kovan ağzı basınç değeri ortalama basınca,

basıncın standart sapmasının 3 ile çarpılıp eklenmesiyle bulunmaktadır. Burada bulunan değerin 2850 bar'dan küçük olması gerekmektedir. Ayrıca standartta belirtilen çekme testi, kapsül hassasiyeti testi, sızdırmazlık testi ve yaşlandırma testinde istenilen şartların, üretimi gerçekleştirilen fişek tarafından sağlanması gerekmektedir. Çekme ve irtibat kuvvet testinde kovan ile çekirdeğin en az 200 N uygulandığında birbirinden ayrılması gerekmektedir. Kapsül hassasiyeti testinde ise iğne üzerine bırakılan  $55 \pm 0,57$  g ağırlığındaki kürenin 75 mm'den atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşlenmemesi, 350 mm yükseklikten atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşleme yapması gerekmektedir. Sızdırmazlık testinde ise 55-60 kPa basınç altında 30 saniye boyunca fişegin ağız kısımlarından ve kapsül kısmından hava kabarcığı çıkışı gözlemlenmemelidir. Yaşlandırma testinde ise NATO standartlarına uygun olarak üretimi gerçekleştirilen fişekler cıva nitrat testine tabii tutulmaktadır. Test esnasında %1'lik cıva nitrat çözeltisi içerisinde 15 dakika süre ile tutulan fişeklerin yüzeyi cıva nitrat solüsyonu tarafından aşındırılmaktadır. Yapılan bu testin sonucunda kovanın yüzey aşınması kontrol edilir ve mermi çekirdeği ile kovanın birleşme noktasında daha doğrusu kovanın ağız kısmında herhangi bir çatlak veya yarıлма olup olmadığı kontrol edilir [32].

Ayrıca üretilen fişekler standartta belirtildiği şekilde 4 saat boyunca  $+52\text{ C}^\circ$  ve 6 saat boyunca  $-54\text{ C}^\circ$  sıcaklıklara maruz bırakılmaktadırlar ve bu sıcaklıklara ısıtılan ve soğutulan fişeklerin balistik atışlarında hız ve basınç değerleri gözlemlenmektedir. Ayrıca yapılan fonksiyon atışlarında fişeklerle ilgili herhangi bir problem olup olmadığı gözlemlenmektedir. Oda sıcaklığında yapılan atışlarda da fişegin hız ve kovan ağız basınç değerleri incelenmekte ve fonksiyon atışlarıyla silahlarda çalışabilirliği gözlemlenmektedir. Ayrıca oda sıcaklığında yapılan testlerde sabit namluda hedef dağılım testi yapılmaktadır. 46. metreye asılan hedef üzerine sabit namludan atılan mermilerin 76 mm yarıçapında olan bir daire içinde toplanması gerekmektedir [32].

9x19 mm kalibre fişeklerin sivil amaçlı kullanım için üretilen çeşitleri de bulunmaktadır. Sivil kullanım amaçlı üretilen fişekler 9 mm LUGER ismini almaktadır. 9 mm Parabellum için standartlarda belirtilen özelliklerin 9 mm LUGER fişekler tarafından sağlanmasına gerek yoktur.

#### 4.5.2 5.56x45 mm NATO

NATO standardı olan 7.62x51 mm fişeklerin büyük olması ve geri tepmesinin daha yüksek olması nedeniyle 5.56x45 mm fişeklere geçiş ihtiyacı duyulmuştur. Ancak bu fişeklere geçiş yapılması sadece yukarıda belirtilen nedenler ile ilgili değildir. Bu fişeklerin ortaya çıkmasının diğer amaçları; düşmanı öldürmeden yaralı bir şekilde bırakmak ve düşman askerlerinin yaralı ile ilgilenirken zaman kaybetmesini sağlamak, 7.62x51 mm NATO mühimmatından daha küçük olması sebebiyle daha fazla fişegın askerler tarafından taşınmasını sağlamaktadır. Kısaca bir askerin normal koşullarda taşıyabileceği 7.62x51 mm fişegın iki katı kadar 5.56x45 mm fişek taşınabilir. Bununla birlikte verdiği zararın avantajı da daha yararlıdır. Söz konusu karşılaştırmadan anlaşılacağı gibi bu kalibre tam anlamıyla bir piyade tüfeğinin ideal kalibre özelliklerini taşımakta ve bu kalibrenin üstünlüğü Vietnam Savaşı ve sonraki savaşlarda kanıtlanmıştır. Günümüzde üretimi gerçekleştirilen piyade tüfeklerinin çoğu bu mühimmatın kullanımına uygundur. Ancak keskin nişancı tüfeklerinde daha uzak mesafelerden daha kesin sonuçlar almak istendiği için mermi çekirdeği küçük ve hafif olan bu kalibre yerine 7.62x51 mm NATO veya 12.7x99 mm NATO mühimmatı kullanılmaktadır [79].



**Şekil 4.14:** 5.56x45 mm NATO fişek [80].

5.56x45 mm NATO fişegi ile ilgili standartlar STANAG 4172'de belirtilmiştir. STANAG 4172'de 5.56x45 mm NATO fişeginin mermi çekirdeğinin 24. metredeki hızı  $920 \pm 20$  m/s olarak belirlenmiştir. Standartta istenilen kovan ağız basınç değeri ortalama basınca, basıncın standart sapmasının 3 ile çarpılıp eklenmesiyle bulunmaktadır. Burada bulunan değerin 4450 bar'dan küçük olması gerekmektedir. Ayrıca ortalama namlu basıncından,



standart sapmanın 3 katı çıkarıldığında elde edilen değerin 1030 bar'dan büyük olması gerekmektedir. Standartta belirtilen çekme testi, kapsül hassasiyeti testi, sızdırmazlık testi ve yaşlandırma testinde istenilen şartların, üretimi gerçekleştirilen fişek tarafından sağlanması gerekmektedir. Çekme ve irtibat kuvvet testinde kovan ile çekirdeğin en az 200 N uygulandığında birbirinden ayrılması gerekmektedir. Kapsül hassasiyeti testinde ise iğne üzerine bırakılan 111,7±0,57 g ağırlığındaki kürenin 75 mm'den atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşlenmemesi, 450 mm yükseklikten atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşleme yapması gerekmektedir. Sızdırmazlık testinde ise 55-60 kPa basınç altında 30 saniye boyunca fişegin ağız kısımlarından ve kapsül kısmından hava kabarcığı çıkışı gözlemlenmemelidir. Yaşlandırma testinde ise NATO standartlarına uygun olarak üretimi gerçekleştirilen fişekler cıva nitrat testine tabii tutulmaktadır. Test esnasında %1'lik cıva nitrat çözeltisi içerisinde 15 dakika süre ile tutulan fişeklerin yüzeyi cıva nitrat solüsyonu tarafından aşındırılmaktadır. Yapılan bu testin sonucunda kovanın yüzey aşınması kontrol edilir ve mermi çekirdeği ile kovanın birleşme noktasında daha doğrusu kovanın ağız kısmında herhangi bir çatlak veya yarıлма olup olmadığı kontrol edilir [32].

Ayrıca üretilen fişekler standartta belirtildiği şekilde 4 saat boyunca +52 C° ve 6 saat boyunca -54 C° sıcaklıklara maruz bırakılmaktadırlar ve bu sıcaklıklara ısıtılan ve soğutulan fişeklerin balistik atışlarında hız ve basınç değerleri gözlemlenmektedir. Ayrıca yapılan fonksiyon atışlarında fişeklerle ilgili herhangi bir problem olup olmadığı gözlemlenmektedir. Oda sıcaklığında yapılan atışlarda da fişegin hız ve kovan ağız basınç değerleri incelenmekte ve fonksiyon atışlarıyla silahlarda çalışabilirliği gözlemlenmektedir. Ayrıca oda sıcaklığında yapılan testlerde sabit namluda hedef dağılım testi yapılmaktadır. 550. metreye asılan hedef üzerine sabit namludan atılan mermilerin dikey ve yatay maksimum standart sapması 20 cm olarak belirlenmiştir [32].

5.56x45 mm çapındaki mermilerin sivil amaçlı kullanım için üretilen çeşitleri de bulunmaktadır. Sivil amaçlı kullanım için üretilen fişekler .223 Remington olarak satışa sunulmaktadır.

#### **4.5.3 7.62x51 mm NATO**

7.62x51 mm NATO fişegi, II. Dünya Savaşı'ndan sonra özellikle savaşın getirdiği hızlı silah değişim ve gelişmesinin sonucu olarak üretilen tam ve yarı otomatik silahlarda kullanılmak amacıyla 30-06 Springfield kalibresinin kovanının uzun olması nedeniyle yaşanan tutukluk sorununun giderilememesi ve yeni bir kalibreye ihtiyaç duyulmasından

dolayı ABD’de Winchester firmasıyla ortak yürütülen çalışmalar sonucunda geliştirildi. İlk olarak 1952 yılında sportif amaçlarla kullanılan .308 Winchester kalibresi Winchester'ın Model 70 tüfeği için geliştirildi. İki yıl sonra ise onun askeri amaçlı kullanım için olan ve çok az bir farkı olan 7.62x51mm kalibre fişekler tanıtıldı. 7.62x51 mm kalibre fişekler ABD'de ilk olarak M14 silahlarda kullanıldı ve başarısını kanıtladı. Ancak kısa süre sonra ortaya çıkacak olan 5.56x45 mm kalibre fişekler piyade tüfeklerinde 7.62x51 mm kalibreye karşı olan üstünlüklerini kanıtlayıp bu kalibrenin önüne geçti. Ancak 7.62x51 mm kalibresinin keskin nişancı tüfeklerde ve makineli tüfeklerde üstünlüğünü kanıtlaması sonucu, bu kalibrenin yüksek miktarlarda üretimine devam edildi. Türkiye'nin değiştirmek için çalışmaları olsa da halen ana ordu silahı olan G-3 7.62x51 mm kalibre fişekleri kullanılmaktadır. Ayrıca ana ordu silahı olarak G-3 lerin yerini alması planlanan silah MPT-76 tüfeklerde de 7.62x51 mm kalibre fişekler kullanılmaktadır. Bu kalibredeki silahlardan ise keskin nişancı tüfeği olarak; PSG-1, M110 SASS VE M24 SWS, piyade tüfeği olarak; HK417, FN SCAR, makineli tüfek olarak M240 VE M1919 Browning sayılabilir. Genel olarak piyade tüfekleri ele alındığında HK417 gibi silahlar sadece güçlü bir kalibreye ihtiyaç duyulup 5.56x45 mm fişeklerin yetersiz kaldığı yerlerde kullanıldığı görülmektedir [79].



**Şekil 4.15:** 7.62x51 mm NATO fişek [81].

Sovyet yapımı silahlarda ise bu sorun biraz daha farklı bir şekilde ve zamanın gerekçelerine göre çözülmüştür. Sovyet yapımı silahlarda 7.62 kalibresi için iki fişek tasarlanmış ve kullanıma girmiştir. AK-47 gibi piyade tüfekleri ve benzeri sovyet piyade tüfekleri için 7.62x39mm, Dragunov SVD gibi keskin nişancı tüfekleri ve makineli tüfekler için 7.62x54 mm kalibre fişekler tasarlanmıştır [79].

.308 Winchester ve 7.62x51 mm NATO fişekleri arasında çok küçük farklar bulunmaktadır. Hatta bu fişekler birbirinin yerine kullanılabilir kadar birbirlerine benzemektedirler. 7.62x51 mm kalibresindeki bir fişegi .308 Winchester namlusunda ateşlemeye çalışacak olursak olacak tek şey sadece bolt mekanizmasının kapanması biraz zorlanır. Bunun nedeni ise NATO kalibresinin biraz daha uzun ve fişegin omuz kısmının uzun olmasıdır. Bu tasarım genelde otomatik ve yarı-otomatik olan askeri silahların gaz kaçacağını biraz daha optimize etmeye yöneliktir. Askeri amaçlı olarak kullanılan fişegin kovan ağız basınçları ve namlu çıkış hızları daha düşük olmaktadır [79].

7.62x51 mm NATO fişegi ile ilgili standartlar STANAG 2310'da belirtilmiştir. STANAG 2310'da 7.62x51 mm NATO fişeginin mermi çekirdeğinin 24. metredeki hızı  $833 \pm 15$  m/s olarak belirlenmiştir. Standartta istenilen kovan ağız basınç değeri ortalama basınca, basıncın standart sapmasının 3 ile çarpılıp eklenmesiyle bulunmaktadır. Burada bulunan değerin 4450 bar'dan küçük olması gerekmektedir. Ayrıca ortalama namlu basıncından, standart sapmanın 3 katı çıkarıldığında elde edilen değerin 560 bar'dan büyük olması gerekmektedir. Standartta belirtilen çekme testi, kapsül hassasiyeti testi, sızdırmazlık testi ve yaşlandırma testinde istenilen şartların, üretimi gerçekleştirilen fişek tarafından sağlanması gerekmektedir. Çekme ve irtibat kuvvet testinde kovan ile çekirdeğin en az 265 N uygulandığında birbirinden ayrılması gerekmektedir. Kapsül hassasiyeti testinde ise iğne üzerine bırakılan  $111,7 \pm 0,57$  g ağırlığındaki kürenin 75 mm'den atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşlenmemesi, 500 mm yükseklikten atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşleme yapması gerekmektedir. Sızdırmazlık testinde ise 55-60 kPa basınç altında 30 saniye boyunca fişegin ağız kısımlarından ve kapsül kısmından hava kabarcığı çıkışı gözlemlenmemelidir. Yaşlandırma testinde ise NATO standartlarına uygun olarak üretimi gerçekleştirilen fişekler cıva nitrat testine tabii tutulmaktadır. Test esnasında %1'lik cıva nitrat çözeltisi içerisinde 15 dakika süre ile tutulan fişeklerin yüzeyi cıva nitrat solüsyonu tarafından aşındırılmaktadır. Yapılan bu testin sonucunda kovanın yüzey aşınması kontrol edilir ve mermi çekirdeği ile kovanın birleşme noktasında daha doğrusu kovanın ağız kısmında herhangi bir çatlak veya yarıma olup olmadığı kontrol edilir [32].

Ayrıca üretilen fişekler standartta belirtildiği şekilde 4 saat boyunca  $+52$  C° ve 6 saat boyunca  $-54$  C° sıcaklıklara maruz bırakılmaktadırlar ve bu sıcaklıklara ısıtılan ve soğutulan fişeklerin balistik atışlarında hız ve basınç değerleri gözlemlenmektedir. Ayrıca yapılan fonksiyon atışlarında fişeklerle ilgili herhangi bir problem olup olmadığı

gözlemlenmektedir. Oda sıcaklığında yapılan atışlarda da fişegin hız ve kovan ağız basıncı değerleri incelenmekte ve fonksiyon atışlarıyla silahlarda çalışabilirliği gözlemlenmektedir. Ayrıca oda sıcaklığında yapılan testlerde sabit namluda hedef dağılım testi yapılmaktadır. 550. metreye asılan hedef üzerine sabit namludan atılan mermilerin dikey ve yatay maksimum standart sapması 20 cm olarak belirlenmiştir [32].

#### 4.5.4 12.7x99 mm NATO

12.7x99 mm NATO ve .50BMG (BMG: Browning Machine Gun) aynı standart özelliklere sahip olan fişeklerdir. Bu fişek 1910 yılında ABD'nin hava saldırılarına karşı kullanılan 30-06 Springfield mühimmatların yetersiz kalması ve hafif uçaksavarlarda kullanılmak üzere bir kalibreye ihtiyaç duyulmasından dolayı tasarlanmıştır. Ayrıca 12.7x99 mm fişegin üretiminin gerçekleşmesini sağlayacak olan 1917 yılında Almanya tarafından tasarlanan 13.2 mm TuF fişeginin zırhlı araçlar, tanklar ve uçaklara karşı kullanımda olması ve bu fişegin bahsedilen araçlar üzerinde etkili olmasıdır. Bu olayların sonucunda Winchester firması tarafından John Browning'in tasarladığı M2 Browning tüfeğinde kullanılmak üzere 12.7x99 mm fişeginin tasarımı gerçekleştirilmiştir [79].



**Şekil 4.16:** 12.7x99 mm NATO fişek [82].

Günümüzde 12.7x99 mm fişekler makineli tüfekler ve keskin nişancı tüfeklerinde başarısını kanıtlamış ve kullanılmaktadır. Bu kalibreyi kullanan en ünlü silahlar M2 Browning ve Barrett M82 olsa da birçok makineli tüfek ve keskin nişancı tüfeğinde bu kalibre kullanılmaktadır. Bu kalibredeki mühimmatlar ayrıca bazı stratejik malzemelerin tahribinde oldukça başarılıdır. Bu nedenle bazı polis departmanlarının özel operasyonlarında bu kalibre kullanılmaktadır. Örnek verecek olursak bu kalibre New York

polis departmanı tarafından kaçan şüphelilerin araçlarının motorunu durdurmak için kullanılır [79].

Sovyetler tarafından bu fişeğe karşılık olarak 1935 yılından itibaren 12.7x108 mm fişek kullanılmaya başlanmıştır. 12.7x108 mm fişek, 12.7x99 mm fişek ile karşılaştırıldığında iki kalibrenin mermi çekirdekleri arasında ufak ölçüsel farklar bulunmaktadır. 12.7x108 mm kalibre fişeğin kovan boyu, 12.7x99 mm kalibre fişeğin kovan boyundan daha uzundur. Ayrıca bu fişeklerde kullanılan barut tiplerinde de farklılıklar mevcuttur.

12.7x99 mm NATO fişegi ile ilgili standartlar STANAG 4383'de belirtilmiştir. STANAG 4383'de 12.7x99 mm NATO fişeginin mermi çekirdeğinin 24. metrede ki hızı  $887 \pm 9,2$  m/s olarak belirlenmiştir. Standartta istenilen kovan ağız basınç değeri ortalama basınca, basıncın standart sapmasının 3 ile çarpılıp eklenmesiyle bulunmaktadır. Burada bulunan değerin 4700 bar'dan küçük olması gerekmektedir. Standartta belirtilen çekme testi, kapsül hassasiyeti testi, sızdırmazlık testi ve yaşlandırma testinde istenilen şartların, üretimi gerçekleştirilen fişek tarafından sağlanması gerekmektedir. Çekme ve irtibat kuvvet testinde kovan ile çekirdeğin en az 900 N uygulandığında birbirinden ayrılması gerekmektedir. Kapsül hassasiyeti testinde ise iğne üzerine bırakılan  $225,1 \pm 0,57$  g ağırlığındaki kürenin 63 mm'den atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşlenmemesi, 380 mm yükseklikten atış gerçekleştiğinde kapsülün ateşleme yapması gerekmektedir. Sızdırmazlık testinde ise 55-60 kPa basınç altında 30 saniye boyunca fişeğin ağız kısımlarından ve kapsül kısmından hava kabarcığı çıkışı gözlemlenmemelidir. Yaşlandırma testinde ise NATO standartlarına uygun olarak üretimi gerçekleştirilen fişekler cıva nitrat testine tabii tutulmaktadır. Test esnasında %1'lik cıva nitrat çözeltisi içerisinde 15 dakika süre ile tutulan fişeklerin yüzeyi cıva nitrat solüsyonu tarafından aşındırılmaktadır. Yapılan bu testin sonucunda kovanın yüzey aşınması kontrol edilir ve mermi çekirdeği ile kovanın birleşme noktasında daha doğrusu kovanın ağız kısmında herhangi bir çatlak veya yarılmaya olup olmadığı kontrol edilir [32].

Ayrıca üretilen fişekler standartta belirtildiği şekilde 4 saat boyunca  $+52$  C° ve 6 saat boyunca  $-54$  C° sıcaklıklara maruz bırakılmaktadırlar ve bu sıcaklıklara ısıtılan ve soğutulan fişeklerin balistik atışlarında hız ve basınç değerleri gözlemlenmektedir. Ayrıca yapılan fonksiyon atışlarında fişeklerle ilgili herhangi bir problem olup olmadığı gözlemlenmektedir. Oda sıcaklığında yapılan atışlarda da fişeğin hız ve kovan ağız basınç

değerleri incelenmekte ve fonksiyon atışlarıyla silahlarda çalışabilirliği gözlemlenmektedir. Ayrıca oda sıcaklığında yapılan testlerde sabit namluda hedef dağılım testi yapılmaktadır. 550. metreye asılan hedef üzerine sabit namludan atılan mermilerin dikey ve yatay maksimum standart sapması 20 cm olarak belirlenmiştir [32].

## **5. TASARIM VE ANALİZ ÇALIŞMALARI**

### **5.1 Presler**

Presler genel olarak kesme, delme, derin çekme ve dövme gibi işlemlerin uygulanması sırasında kullanılan, mekanik ya da hidrolik bir kumandayla birbirine yaklaşan ve aralarına konulan malzemeleri sıkıştırarak mekanik özelliklerini değiştirmeye yarayan iki tabladan oluşan makineler olarak tanımlanır. Presler genel olarak tahrik sistemlerine göre mekanik presler ve hidrolik presler olmak üzere ikiye ayrılırlar.

#### **5.1.1 Hidrolik Presler**

Hidrolik silindirin bir pompa ile sıkıştırılan hidrolik sıvı ile hareket ettirilmesiyle silindirin gücü oranında iş yapabilen hidrolik devreye sahip makinelerdir. Tek etkili ve çift etkili presler olmak üzere ikiye ayrılır.

#### **5.1.2 Eksantrik Presler**

Elektrik motorundan alınan dönme hareketini mekanik enerjiye çeviren ve bu enerjinin bir kısmını depolayan diğer kısmını kullanarak iş yapan tezgahlar eksantrik pres olarak tanımlanır [83]. Eksantrik presler çalışma prensibi, hareket şekli, gövde tipi ve imal usullerine göre sınıflandırılabilir.

## **5.2 Transfer Pres Tasarımının Temel Esasları**

### **5.2.1 Pres tipi ve Konstrüksiyon**

Bir eksantrik presin işlevi sistemde elde edilen bir veya birden fazla kuvveti ve hareketi takımlar ve kalıplar vasıtasıyla işlenecek iş parçasına aktarmak ve iş parçası üzerinde derin çekme, kesme ve form verme gibi işlemlerin gerçekleşmesini sağlayarak iş parçasının istenilen forma ulaşmasını sağlamaktır. Presler genel veya özel bir amaç için tasarlanabilmektedir [37].

Bu yüksek lisans tezinde tasarımı gerçekleştirilen pres her tip mühimmat çekirdeğini üretmek amacıyla tasarlanmıştır. Presin tasarımı aşamasında müşterinin ihtiyaçları ve beklentileri ön planda tutulmuştur. Eksantrik pres üzerindeki kalıp ve zımbaların değiştirilerek her mühimmat çekirdeği tipinin aynı platform üzerinde imalatının gerçekleştiriliyor olması üretim açısından esneklik sağlamaktadır. Ayrıca diğer mühimmat tiplerinin üretimi için yeni pres tasarımı yapılmasını gereksiz kılarak zaman ve maddi açıdan tasarruf edilmesine olanak sağlamaktadır.

Eksantrik pres üzerindeki kalıp ve zımbaların değiştirilmesi gerektiğinde minimum zamanda değiştirilmesi üretici açısından verimliliği arttırmaktadır. Ayrıca makine üzerinde yapılacak olan bakım işlemlerini sistem olabildiğince basit ve sade tasarlanarak minimum zamanda yapılması müşteri açısından verimliliği arttıran bir diğer faktördür.

Mekanik presler müşterinin isteğine bağlı olarak birbirinden farklı tonajlarda ve şekillerde tasarlanabilir. Fakat günümüzde en çok kullanılan mekanik presler tipleri C tipi ve H tipi olan mekanik preslerdir. C tipi presler gövde yapısı tek taraftan açık olan pres tezgahlarıdır. Pik veya çelik gövdeli olarak üretilmektedirler. Genelde hafif tonajlı preslerin tasarımında C tipi gövde şekli tercih edilir. H tipi presler ise gövde yapısı kapalı olan makinelerdir. Yüksek tonajlı preslerin tasarımında H tipi gövde şekli tercih edilir.



Şekil 5.1: C tipi eksantrik pres [84].



Şekil 5.2: H tipi eksantrik pres [85].

Bu yüksek lisans tezinde tasarımı yapılan pres H tipi gövdeye sahip eksantrik transfer presidir. Toplamda 14 istasyondan oluşan presde her istasyonda birbirinden farklı işlemler gerçekleştirilerek imalatı gerçekleştirilen ürün NATO Standartlarında belirlenen son halini almaktadır. Pres 40000 daN'luk bir güce sahiptir. Pres tasarımına işlemlerin ergonomikliği ve iş güvenliği hususunda özen gösterilmiştir. Takımların ömrünü uzatmak amacıyla üst ve alt blokların birbirini merkezlemesi ve üst bloğun yataklanması üzerinde durulmuştur.

### 5.2.2 Eksantrik Transfer Presin Çalışma Prensibi

Tasarımını gerçekleştirdiğimiz eksantrik transfer pres 5,5 kW gücünde bir elektrik motoru tarafından tahrik edilmektedir. Elektrik motoru ile elde edilen dönme hareketi V kayışlar vasıtasıyla volana aktarılmaktadır. Volana bağlı olan eksantrik milin üzerinde aynı zamanda debriyaj ve fren sistemi bulunmaktadır. Debriyaj ve fren sistemi pnömatik



kumanda ile çalışır. Volan motordan aldığı dönme hareketi ile sürekli döner fakat volanın bağlı olduğu eksantrik mil dönmez. Mermi çekirdeği üretmek istediğimiz zaman kavrama (debriyaj) kumandasını devreye sokarız. Volan üzerindeki sürtünme plakası ile kavrama üzerindeki sürtünme plakasının birbirine geçmesi sonucu eksantrik mil dönmeye başlar. Eksantrik milin görevi dairesel hareketi doğrusal harekete çevirmektir. Sert malzemedden yapılmış kızaklarla yataklanmış olan hareketli üst blok presin eksantrik miline iki adet biyel koluyla bağlıdır. Biyel kolu vasıtasıyla üst blok eksantrik milin eksen kaçıklığı kadar doğrusal hareket yapmaktadır. Bu presin kursu veya stroku olarak adlandırılır. Strok boyu genelde küçük tonajlı preslerde ayarlanabilir. Ancak bizim tasarımını gerçekleştirdiğimiz presin strok boyu 140 mm olarak sabit tutulmuştur.

Genel olarak mekanik preslerin dakikadaki vuruş sayıları düşük olduğu için volan direkt olarak eksantrik milin üzerinde yer almaz volan mili üzerinde bulunur. Aynı zamanda debriyaj fren sistemi de volan mili üzerinde bulunur. Kavrama devreye sokulduğunda volan mili dönmeye başlar, volan milindeki dönme hareketinin devri dişliler vasıtasıyla düşürülerek eksantrik mile (krank miline) aktarılır. Ancak tasarımını gerçekleştirdiğimiz presin vuruş sayısı 1 dakikada 120 olması sebebiyle eksantrik milin devrini düşürmek amacıyla tasarımda volan mili ve dişlilere yer verilmesine gerek görülmemiştir. Ayrıca mekanik pres tasarımlarında volan mili olmasının bir diğer sebebi de pres strok boyunun ayarlanmasına kolay bir şekilde olanak sağlamasıdır.

Eksantrik mile aktarılan hareket üst dişli kutusu vasıtasıyla 1:1 oranında dikey olarak konumlandırılan kardan miline aktarılır. Bizim yaptığımız tasarımdaki kardan mili ayarlanabilir olması nedeniyle iki parçalı olarak tasarlanmıştır. Kardan miline aktarılan hareket aynı zamanda bir dişli vasıtasıyla encoderin bağlı olduğu sistemdeki dişli üzerine aktarılır. Encodere aktarılan bu hareket ve eksantrik milden, üst dişli kutusuna geçerken işaretlenen mekanik sıfır dişli kutuları gibi hareket aktarım sistemlerinde herhangi bir sorun oluştuğunda onarmak için eksantrik presin bazı kısımları sökülüp tekrar montaj yapmak için mekanik sıfır ve encoder sıfırı çakıştırılarak hareket diyagramına uygun şekilde montajın gerçekleştirilmesini sağlar. Hareket diyagramından 2 veya 3 derecelik sapma ile gerçekleştirilen montajlarda dahi sistemde üretimin yapılması mümkün olmayacaktır.

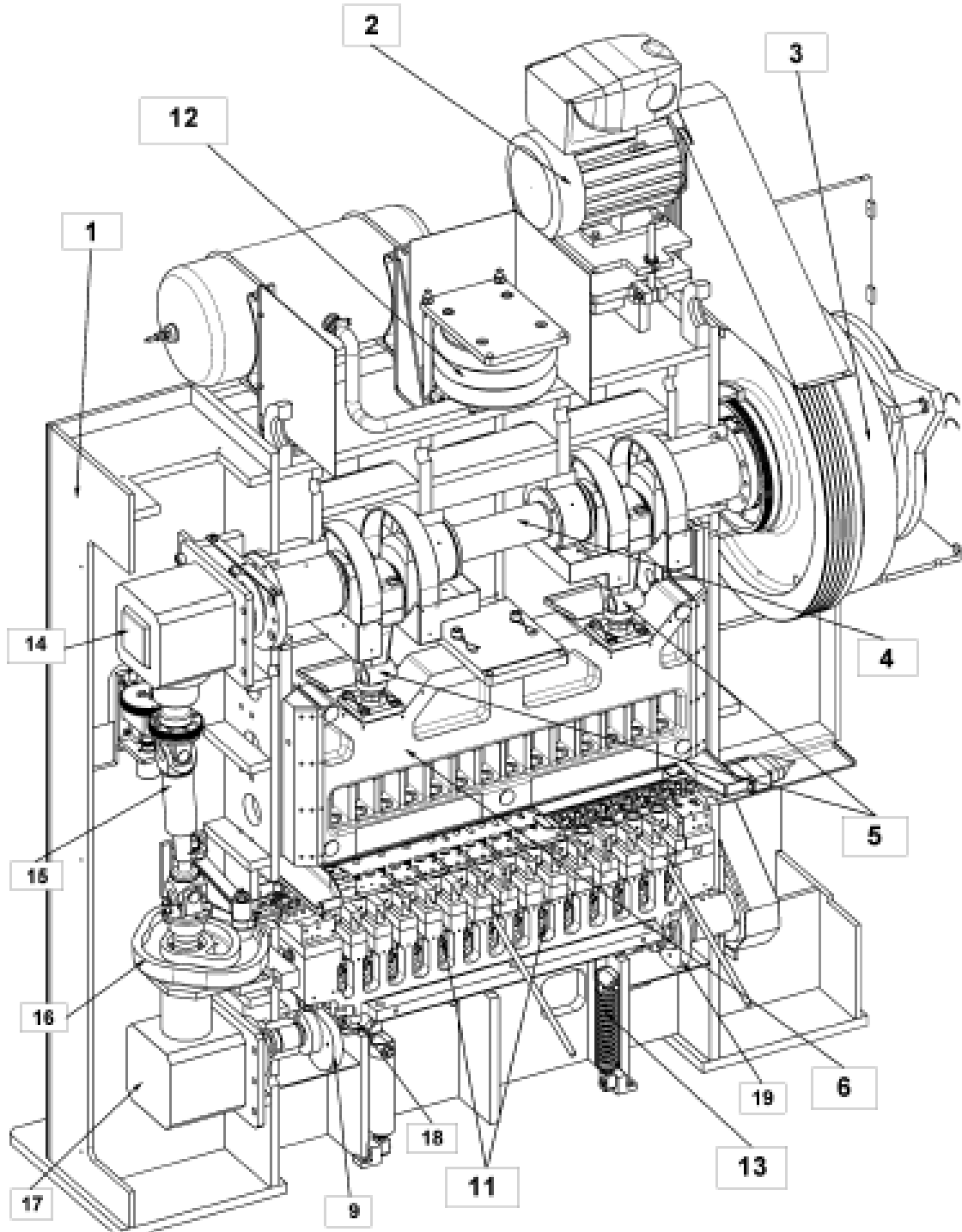
Kardan milinin hemen altında, kamasız kilitli kaplin ile montajı sağlanan ürünlerin istasyonlar arası transferini gerçekleştiren transfer barın hareketini aldığı transfer bar kam sürücü parçası bulunur. Bu parça tarafından transfer barın hareketi diyagrama uygun olarak gerçekleştirilir.

Kardan miline bire bir oranında aktarılan bu hareket alt dişli kutusu vasıtasıyla çıkarıcı zimbaların 0 ile 360 derece arasında konumunu belirleyen yatay olarak konumlandırılmış kardan miline aktarılır. Yatay olarak konumlandırılan kardan mili üzerindeki kamlar (eksenden kaçık diskler) vasıtasıyla alt bloğun hareketi 0 ile 360 derece arasında belirlenir. Alt bloğun presin çalışması esnasında kamlar üzerinden temasının kesilmemesi için alt blok geri dönüş yaylarıyla pres gövdesine bağlanmıştır.

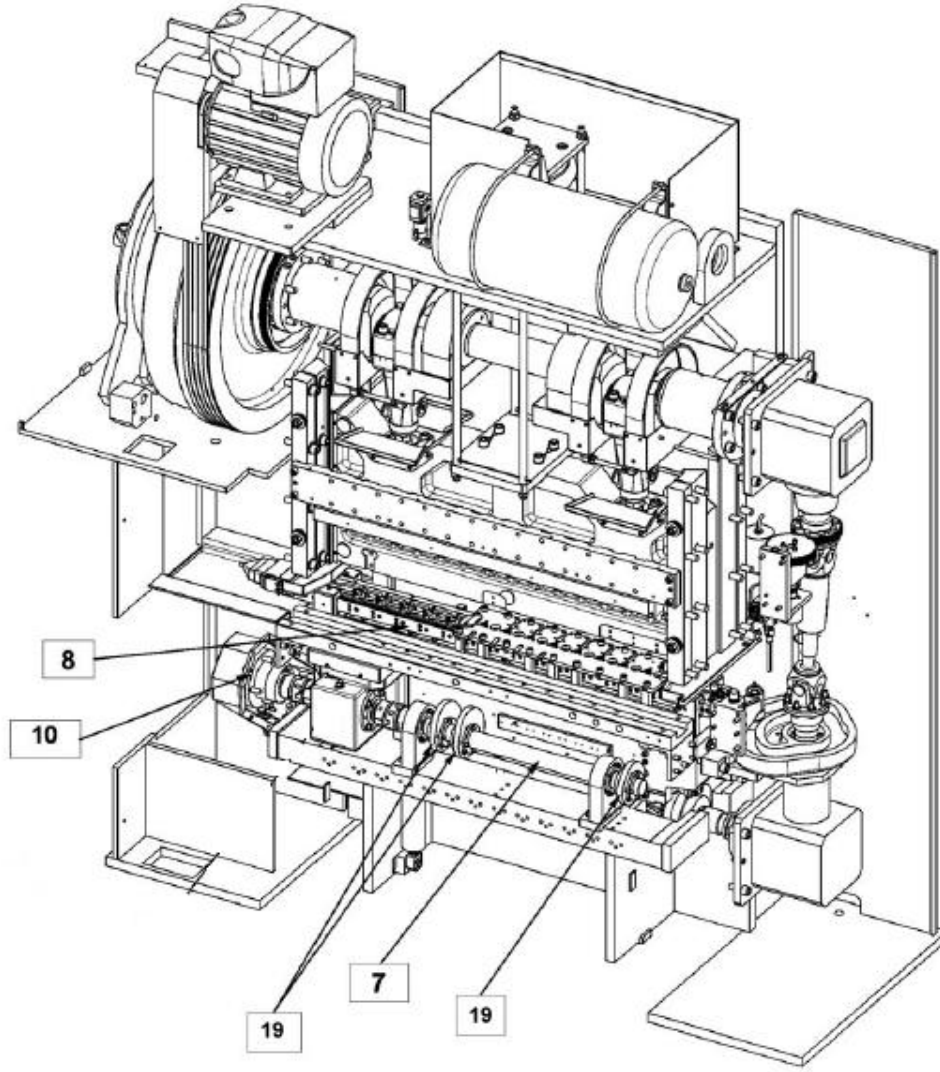
Yatay olarak konumlandırılmış kardan milinin sonunda zincir dişlisi bulunmaktadır. Aynı zamanda hareketin aktarılacağı besleyici kam milinin ucunda da zincir dişlisi bulunmaktadır. Bir zincir vasıtasıyla hareket, besleyici kam miline aktarılır. Zincirin gerginliği gergi dişlisi tarafından ayarlanır. Besleyici kam milinin üzerindeki kamlar tarafından hareket diyagramına uygun olarak 1. ve 8. sıvama istasyonlarında gömlek yüksüğünün sisteme besleme işlemi gerçekleştirilir. 4. ve 11. istasyonlarda ise iç kurşunun sisteme hareket diyagramına uygun olarak beslenmesi gerçekleştirilir. Gömlek yüksüğü mühimmat çekirdeğinin dış zarfını, iç kurşun ise adından da anlaşılacağı gibi iç kısmı oluşturur. Bu işlem sırası 9x19 mermi çekirdeğine göre verilmiştir. 7.62x51, 7.62x39 ve 5.56x45 gibi daha büyük kalibrelerde zırh delici parçası da sisteme eklenecektir. Ayrıca işlem sayısında artış olacağı için 9x19 mühimmatının çekirdeğinde olduğu gibi 14 istasyon 7+7 şeklinde ikiye bölünerek üretim yapılamayacak bütün üretim 14 istasyona yayılarak kalıplar yeniden dizayn edilmiş haliyle üretim yapılacaktır. İstasyonların yaptığı işlemler ve kalıpların konumlandırılması hakkında bilgiler 9x19 mermi çekirdeği ile ilgili olarak detaylı bir şekilde anlatılacaktır.

Bu kısımda presin genel olarak çalışma sistemi anlatılmıştır. Her pres elemanı ile ilgili detaylı anlatımlar bu elemanların tek tek açıklandığı kısımda yapılacaktır.

### 5.2.3 Eksantrik Transfer Pres Elemanları



Şekil 5.3: Mermi çekirdeği transfer pres modeli (1) [35, 36].



Şekil 5.4: Mermi çekirdeği transfer pres modeli (2) [35, 36].

Tablo 5.1: Mermi çekirdeği transfer pres elemanları.

1	Pres Gövdesi	11	Alt Blok
2	Ana Motor	12	Hava Körüğü
3	Volan ve Debriyaj-Fren Sistemi	13	Geri Dönüş Baskı Yayları
4	Eksantrik Mil	14	Üst Dişli Kutusu
5	Biyel Kolları	15	Dikey Kardan Mili
6	Üst Zimba Tutucu Blok	16	Transfer Bar Hareket Kamı
7	Besleme Kam Mili	17	Alt Dişli Kutusu
8	Transfer Bar	18	Yatay Kardan Mili
9	Çıkarıcı Zimba Tutucu Bloğun Kamları	19	Hammadde Besleme Kamları
10	Zincir Dişli Kutusu		

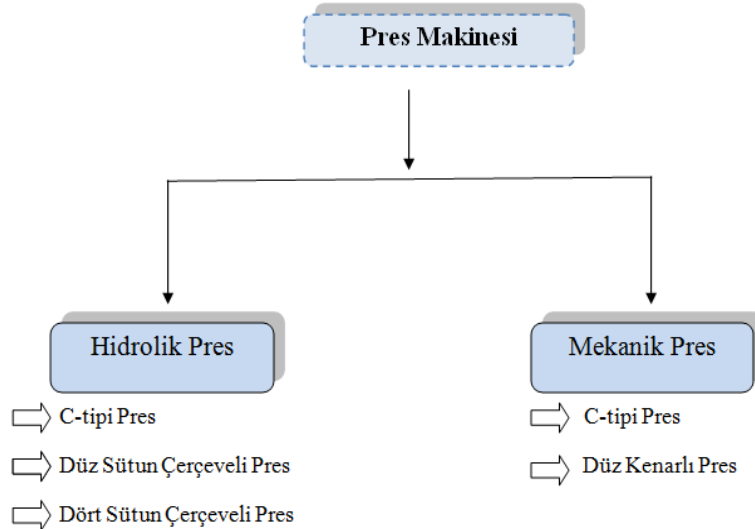
### 5.2.3.1 Pres Gövdesi

Pres gövdesi, pres tasarımının ilk ve en önemli aşamasıdır. Pres gövdesinin fonksiyonu dönen parçaların oluşturduğu ve işlem sırasında oluşan kuvvetleri sönmölemek, üst zımba tutucu bloğunun çok hassas bir şekilde yataklamasını sağlamak, tahrik sistemini ve gerekli olan diğer yardımcı elemanları desteklemektir. Pres gövdesi, pres üzerindeki diğer elemanlara göre daha çok yer kaplar daha ağırdır. Aynı zamanda diğer elemanlarla ilgili parametreleri etkilediği için daha önemlidir [37].

Pres gövdesinin yapısal tasarımına aşağıda verilen maddeler etki etmektedir.

- . Presleme kuvveti ihtiyaç duyulan rijitliği belirler.
- . Yataklama hassasiyetinin derecesi pres çerçevesinin şekline ve rijitliğine etki eder.
- . Çalışma yapılacak iş alanının yeterli büyüklükte olması.
- . Presin operatörün çalışmasını kolaylaştıracak ergonomide olması [38].

Düşük presleme kuvvetine sahip olan presler genel olarak C tipi pres olarak tasarlanır. Bu konstrüksiyon yapısı özellikle çalışma alanına kolay erişilebilmesi ve çalışma alanının kolay görülebilmesi nedeniyle tercih edilir. Ayrıca pres gövdesinin imalat maliyeti C tipi preslerde daha düşüktür. Genel olarak C tipi preslerin malzemesi pik dökme demir olarak seçilmektedir. C tipi preslerin en önemli dezavantajı yük altında gövde yapısı sebebiyle açısız deformasyona uğraması ve hizalama (alt ve üst tablalardaki paralelliğin bozulması) bozukluklarına sebebiyet vermesidir. Bunun neticesinde zımba ve kalıpların aşınması sorunu ortaya çıkar [37, 38].



Şekil 5.5: Pres gövdelerinin sınıflandırılması [38].

250 ton ve üzerindeki nominal presleme kuvvetlerine sahip olan presler düz kenarlı presler olarak bilinmektedir. Bu tip preslerde alt ve üst gövde ile iki yan gövde çerçeveyi oluşturur. Bu tip preslerde hizalamayı sağlayacak en iyi koşullar mevcuttur. Yük altında gövde esnemesi düz ve yere diktir. Bu tip pres çerçevelerinin progresif veya transfer kalıpları kullanarak üretilen parçalardan, çeşitli parça boyutları için tasarlanan tekil kalıplara kadar geniş bir aralığa sahiptir [38, 39].

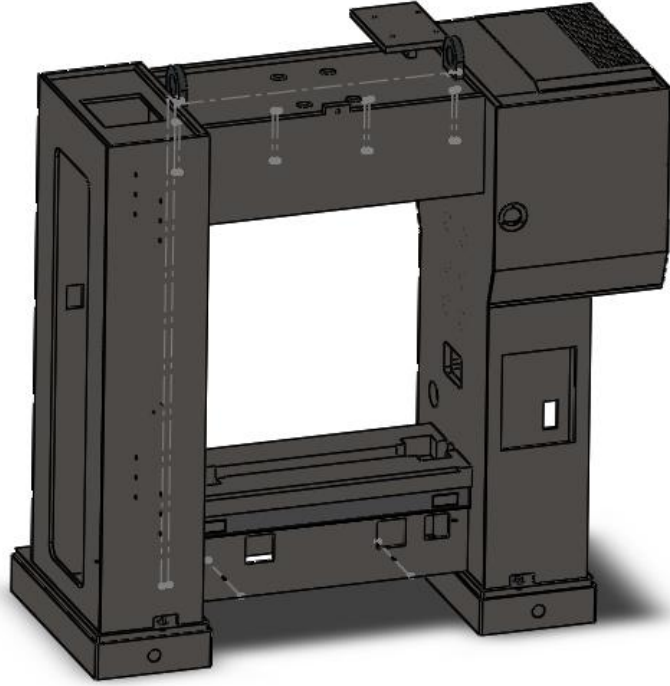
Bizim tasarımını gerçekleştirdiğimiz pres bir H tipi presdir. Nominal presleme kuvveti 40 ton olmasına rağmen işin yapılacağı alanın genişliği, hizalamayı sağlayacak koşulların çok iyi olması, presin çalışması esnasında oluşacak titreşimlerin daha iyi bir şekilde absorbe edilmesi ve yapılacak olan işe çerçeve tipinin çok daha uygun olması nedeniyle H tipi gövde tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Pres gövdeleri genel olarak pik dökme demirden imal edilmektedir. Ancak ilerleyen kaynak teknolojisi kalın metal plakaların birbiriyle birleştirilmesine olanak sağlamıştır. Bunun sonucunda pres gövdelerinin tasarım esneklik derecesi yükselmiştir. İmalatı gerçekleştirilecek olan bir pres gövdesinin parçaları istenilen yüksek hassasiyet derecesinde kaynakla birleştirilerek imal edilebilmektedir.

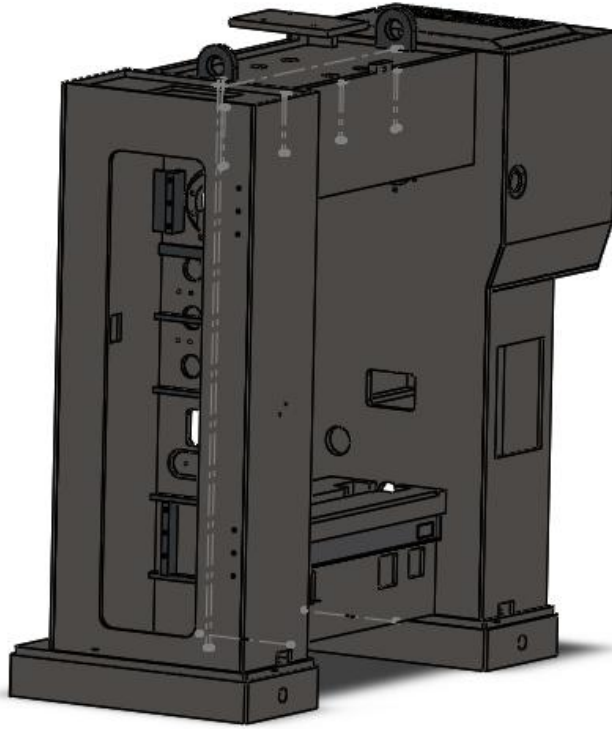
Pres gövdesi imalatında tasarım ve malzeme seçimini etkileyecek bir diğer önemli husus, presin çalışması esnasında pres gövdesi kendisine etki eden kuvvetler neticesinde şekil değişimine uğrar. Pres gövdesinde meydana gelen bu şekil değişimi neticesinde üretilen ürünün kalitesinde ve kalıp ömründe düşüş görülür. Bu nedenle çalışma sırasında pres gövdesindeki şekil değişiminin minimum olması için presler mümkün mertebe esneme yapmayacak şekilde imal edilirler. Bu nedenle pres imalatında malzeme tasarrufu gözetmeksizin, presin çalışması sırasında pres gövdesine gelecek kuvvetlerin, gövdenin mukavemet edebileceği değerden çok daha düşük olması istenir [38, 40].

#### **5.2.3.1.1 Pres Gövdesinin Tasarımı ve İmalatı**

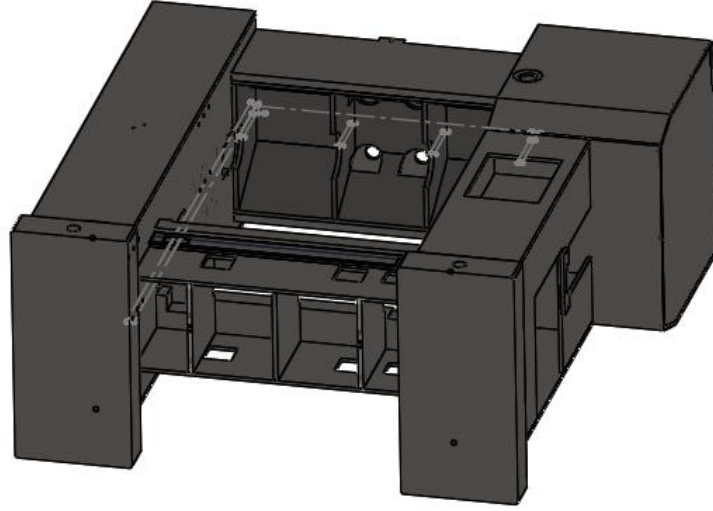
Yapılacak olan işe en uygun pres çerçevesinin üç boyutlu modeli Solidworks programında oluşturuldu. Pres çerçevesi bu bölümde anlatılacak olan diğer pres elemanlarıyla uyumlu çalışacak bir hale getirilerek imalat resimleri hazırlandı.



Şekil 5.6: Pres çerçevesinin üç boyutlu modeli (1).



Şekil 5.7: Pres çerçevesinin üç boyutlu modeli (2).



**Şekil 5.8:** Pres çerçevesinin üç boyutlu modeli (3).

Bu yüksek lisans tezi kapsamında tasarımını gerçekleştirdiğimiz eksantrik transfer pres çerçevesi yapı çeliği St 52 olan 20 ile 30 mm arasında değişen kalınlıktaki plakaların kaynak ile birleştirilmesi sonucu elde edilecektir.

Pres çerçevesi alt, üst ve yan gövdelerden oluşmaktadır. Bu gövdelerin her birinin birbirinden bağımsız olarak imalatı gerçekleştirilip sonrasında gövdeler birbirleriyle birleştirilerek Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de resimleri verilen pres çerçevesi montajının tamamlanmış hali elde edilebilir.

Pres çerçevesinin imalatını gerçekleştirmek için ilk olarak hazırlanmış imalat resimlerine uygun kalınlıktaki St 52 yapı çeliği olan plakalar temin edilir. Plakalar teknik çizimine uygun bir şekilde ve kaynak işlemiyle montaj gerçekleştirildikten sonra montaj resminde işlenecek kısımlarında pay bırakılarak CNC freze tezgâhında işlenebilir. Plakaların birbiriyle kaynakla birleştirilmesinde hassas ve hatasız bir sonuç elde edilmesi istendiği için birbirleriyle kaynak ile montajı gerçekleştirilecek plakalar için markalama yapılabilir.

Markalanan kısımlara plakalar vinç yardımıyla yerleştirilir ve plakalar işkenceler yardımıyla birbirine tutturulur. Daha sonra birbiriyle montajı yapılacak olan plakalara punta kaynağı yapılır. Kaynak yapılması esnasında ısı nedeniyle plakalar üzerinde oluşabilecek çekmelerin önlenmesi için tüm parçalar ilk olarak birbirine puntalanır. Ayrıca



çekmelere ve çarpımalara karşı zayıf olan bölgelere sonradan sökülecek olan parçalar destek parçaları kaynatılabilir.

Pres çerçevesinin kaynağı genel olarak üç pasoda bitirilebilir. Fakat alt tablanın, yan plakalarla kaynak işlemi dört pasoda gerçekleştirilebilir. Ayrıca plakaların kaynak işlemi ilk pasodan sonra yer çekimi etkisinden dolayı özel olarak hazırlanmış fikstür üzerinde yapılabilir. Plakaların kaynak işlemi yapılırken fikstür kullanılmasının temel sebebi kaynak bölgesinde yerçekimi etkisinden dolayı 45 derecelik bir açı elde edilememesidir. Bu durum sonucunda kaynak bölgesinde alt tablaya doğru bir kayma gerçekleşir ve kaynak yapılan bölgenin mukavemetinde zayıflık söz konusu olur.

Kaynak yapımı esnasında gövde kaynak yapılacak parçaların pozisyonuna göre her defasında fikstür üzerinde yeniden konumlandırılmalıdır. Gövde plakalarının birbiriyle kaynağında plaka kalınlıkları fazla olması nedeniyle TIG kaynağı kullanılabilir. Kaynak bölgesini koruyucu gaz olarak argon gazı tercih edilir. Kaynak esnasında C atomlarının kaynak bölgesinden kaçarak plakaların diğer bölgesinde gevrekliğe neden olmaması için kaynak yapılacak olan plakalar kaynak işlemi öncesinde köşelerinde çarpılma olmamasına dikkat edilerek ısıtılabilir.

Gövdenin kaynak işlemi bittikten sonra gövde üzerinde kaynak nedeniyle oluşabilecek olan çatlaklar tahribatlı muayene yöntemlerinden olan vibrasyonla muayene edilebilir. Gövde kauçuk ayaklar üzerine oturtulur ve titreşim oluşturması için birbirine 90 derece açıyla ağırlıkların bağlı olduğu bir motor gövde üzerinde farklı yerlere bağlanarak gövde titreşim etkisi altında bırakılabilir. Rezonansa girmesi sağlanan gövdenin bir sonraki rezonansda aynı frekansa ulaşmış ulaşmadığı gözlemlenerek, gövde üzerinde herhangi bir çatlak oluşup oluşmadığı görsel olarak kontrol edilebilir.

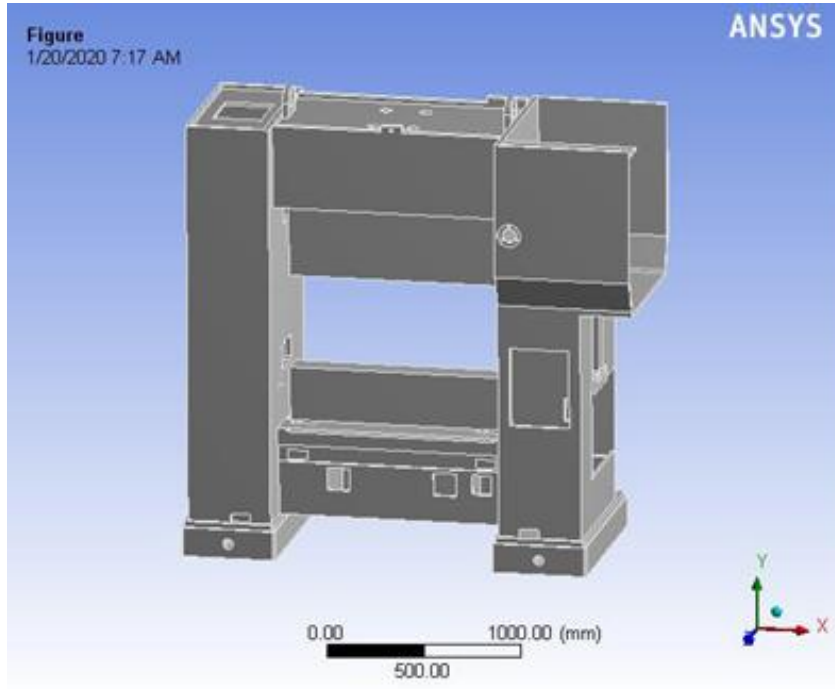
Kaynak işlemi sonucunda pres gövdesi üzerinde gerilmeler oluşur. Bu nedenle tavlama fırınında gerilim giderme tavlama yapılmalıdır. Kaynak ve ısıtma işlemi biten gövde korozyona karşı boyanabilir.

### 5.2.3.1.2 Pres Gövdesinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi

Literatürde verildiği üzere mermi çekirdeği üreten yapılar incelenmiş ve bu esasa göre oluşturulan tasarım model Solidworks 2016 programında katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak şekilde tüm elemanlarıyla birlikte tasarlanmıştır.

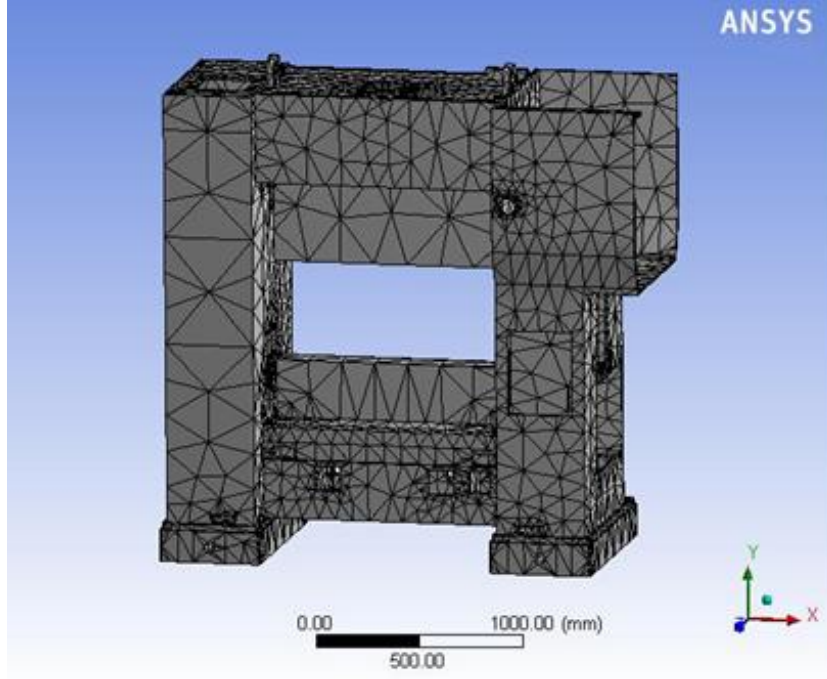
Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan pres gövdesi için uygun olan malzemeler tanımlanmıştır (Şekil 5.9 ). Ansys programında, üçgen eleman tipi, eleman sayısı 27188 ve düğüm noktası sayısı 51326 olduğu halde analiz yapılmıştır. Ansys programındaki static structural modülünde pres gövdesi ve elemanlarına ait analizler yapılmıştır.

Analizi yapılan pres gövde tasarımında, static structural modülünde, şekil değiştirme, eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi, güvenlik katsayısı hesaplamaları esas alınmıştır.



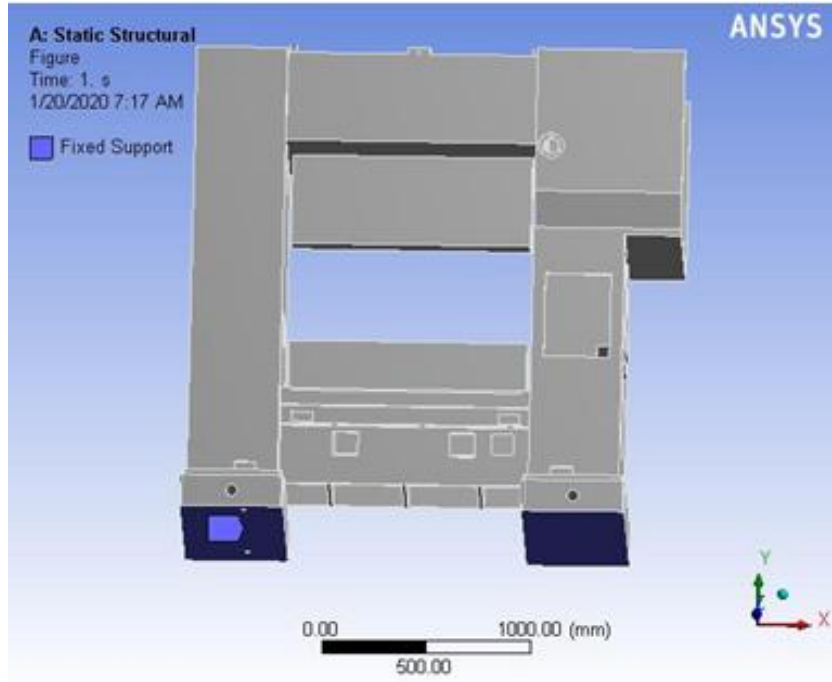
Şekil 5.9: Analizi yapılan pres gövde tasarımı.

Şekil 5.10'da görüldüğü gibi tamamlanmış olan pres gövde tasarımı meshlenmiştir. Mesh yaparken üçgen eleman tipi kullanılmıştır.



**Şekil 5.10:** Analizi yapılan pres gövdesinin meshlenmiş hali.

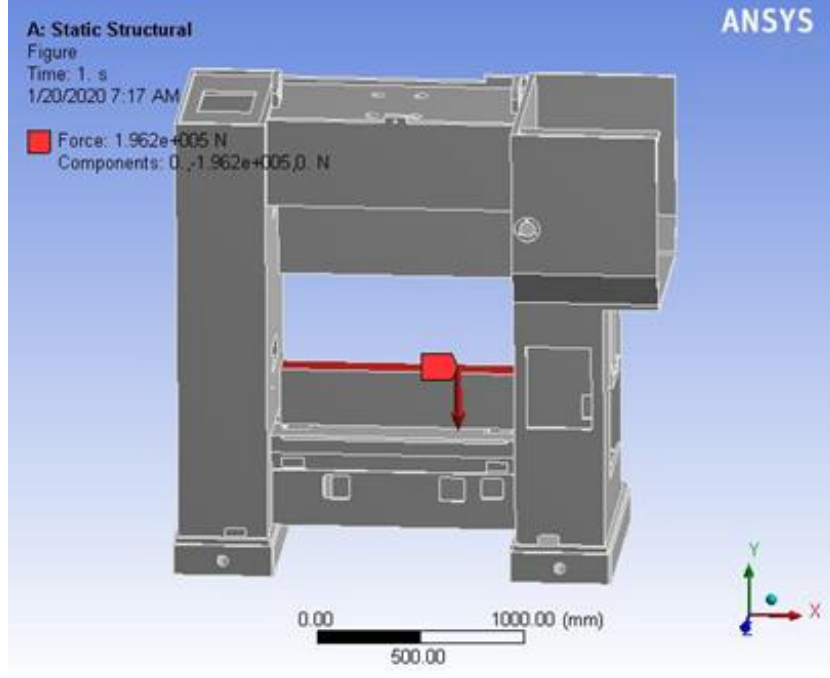
Şekil 5.11'de görüldüğü gibi pres gövde tasarımının taban kısmındaki mesnet noktaları tanımlanmıştır. Seçilen kısımlar bütün gövdeyi taşıyan ana dayanak noktalarıdır.



**Şekil 5.11:** Pres gövdesinde mesnet noktalarının belirlenmesi.

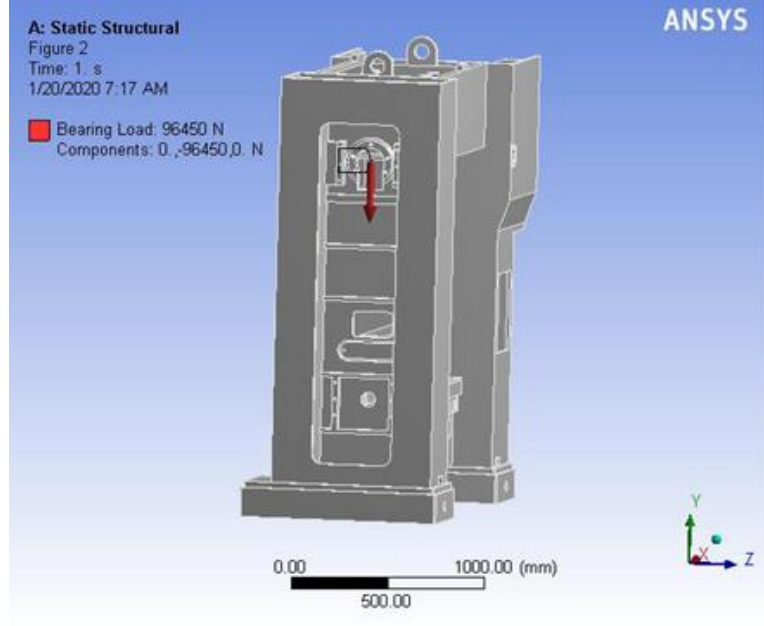
Şekil 5.12'de görüldüğü üzere pres gövde tasarımının alt blok kısmına aşağı yönlü 196200 N kuvvet uygulanmıştır. Presin hareketi sonucunda alt blok en büyük kuvvete maruz

kalacak elemandır. Bu kısımda kullanılan değer, pres tasarımımda farklı şekillendirme yöntemiyle üretilecek olan ürünler için gerekli olan pres kuvvetinden yola çıkarak hesaplanmıştır.



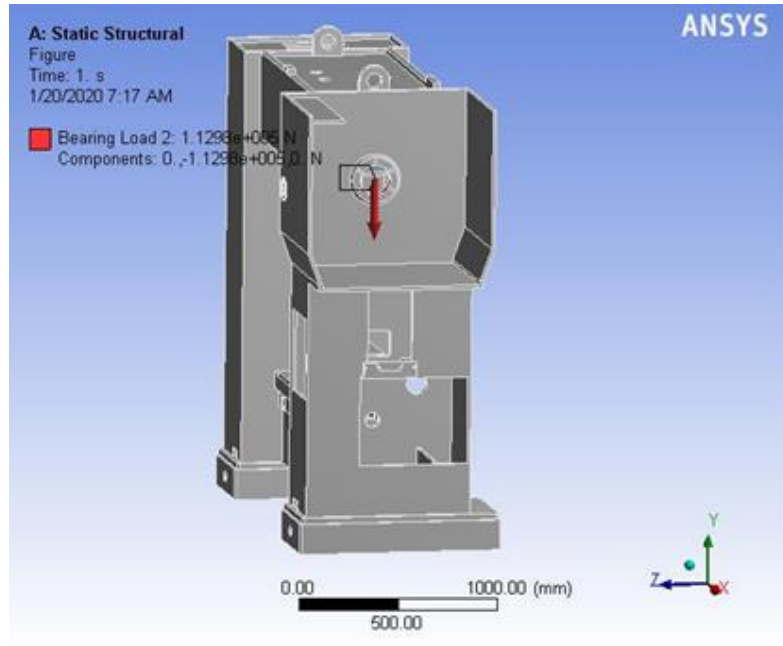
**Şekil 5.12:** Pres gövdesinde alt bloğa kuvvet uygulanması.

Şekil 5.13'de görüldüğü gibi eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalara 96450 N düşey yönlü kuvvet uygulanmıştır. Eksantrik mil şekilde gösterilen noktalara radyal kaymalı yataklar vasıtasıyla yataklandığı için yükleme tipi "Bearing Load" olarak seçilmiştir. Bu kısımda analizin gerçekleşmesi için gerekli olan değer eksantrik milin eğilme ve burulma hesapları kapsamında bulunmuş olan eksantrik milin mesnet noktalarına uygulanan kuvvet değerleridir.



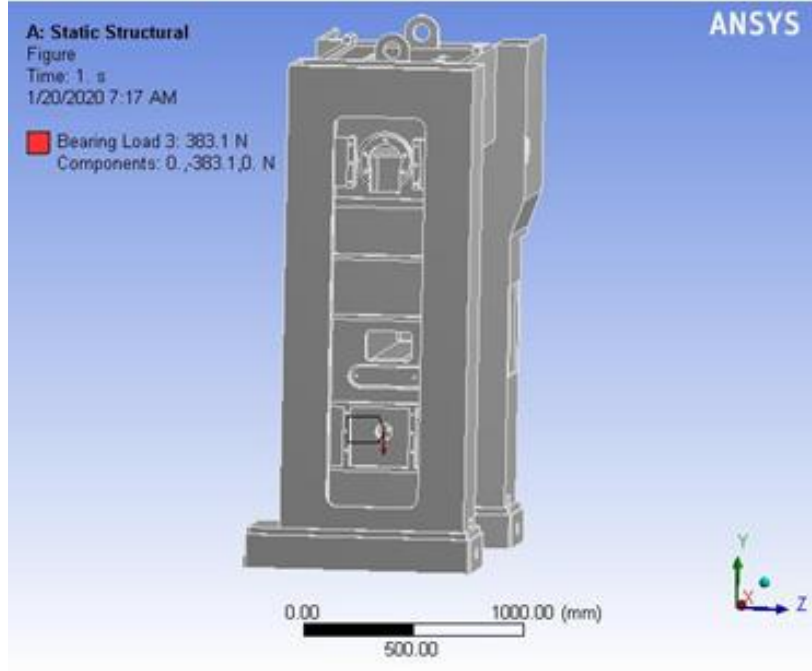
**Şekil 5.13:** Pres gövdesinde eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması.

Şekil 5.14'de görüldüğü gibi pres gövdesinin diğer tarafındaki eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktaya 112980 N düşey yönlü kuvvet uygulanmıştır. Eksantrik mil şekilde gösterilen noktalara radyal kaymalı yataklar vasıtasıyla yataklandığı için yükleme tipi "Bearing Load" olarak seçilmiştir.



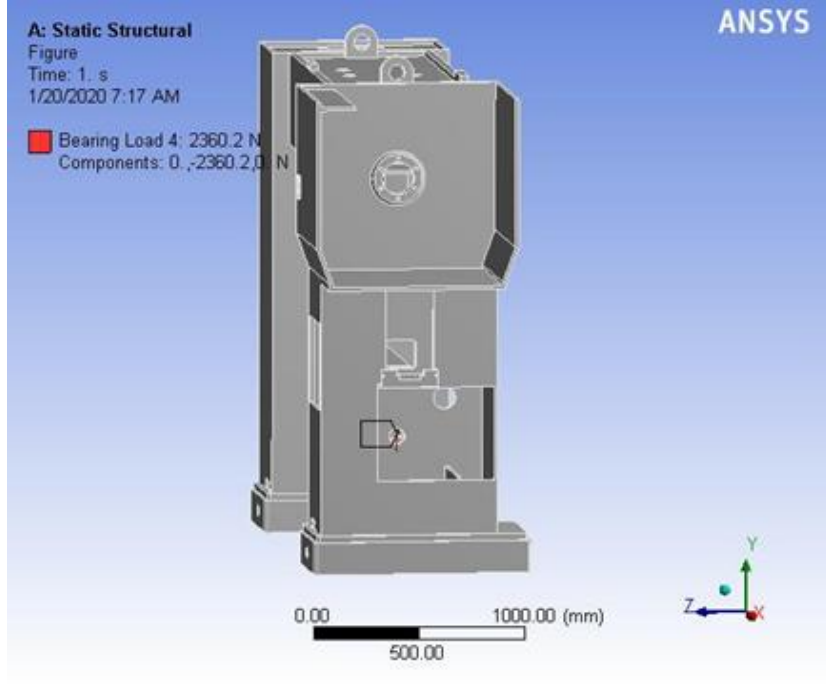
**Şekil 5.14:** Pres gövdesinin diğer tarafına eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması.

Şekil 5.15'de görüldüğü gibi yatay kardan milinin yataklamasının yapıldığı noktaya 383,1N düşey yönlü olarak kuvvet uygulanmıştır. Yatay kardan mili şekilde gösterilen noktalara radyal kaymalı yataklar vasıtasıyla yataklandığı için yükleme tipi "Bearing Load" olarak seçilmiştir. Analizin gerçekleşmesi için gerekli olan değer yatay kardan milin eğilme ve burulma hesapları kısmında bulunmuş olan yatay kardan milin mesnet noktalarına uygulanan kuvvet değerleridir.



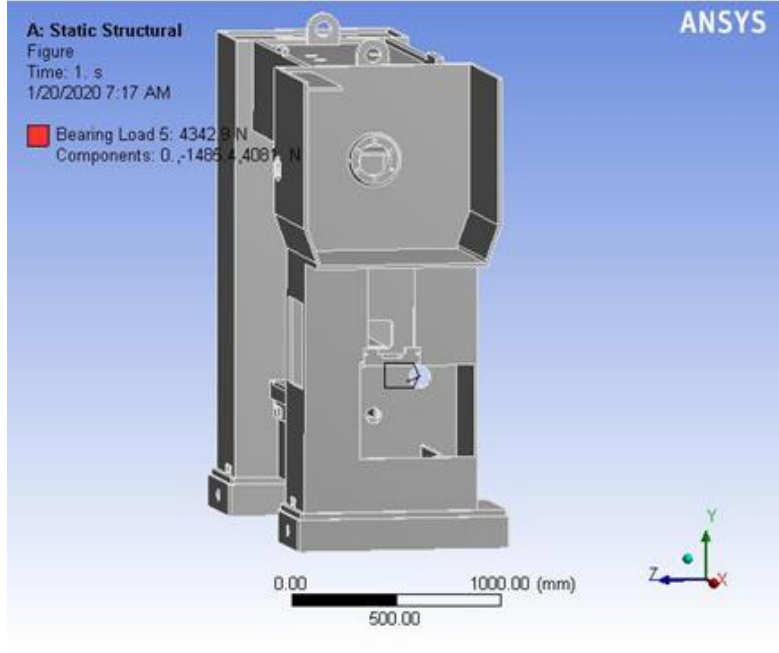
**Şekil 5.15:** Pres gövdesinde yatay kardan mili yataklamasının yapıldığı noktalarda "Bearing Load" seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması.

Şekil 5.16'da görüldüğü gibi pres gövdesinin diğer tarafındaki yatay kardan milinin yataklamasının yapıldığı noktaya 2360,2 N düşey yönlü kuvvet uygulanmıştır. Yatay kardan mili şekilde gösterilen noktalara radyal kaymalı yataklar vasıtasıyla yataklandığı için yükleme tipi "Bearing Load" olarak seçilmiştir.

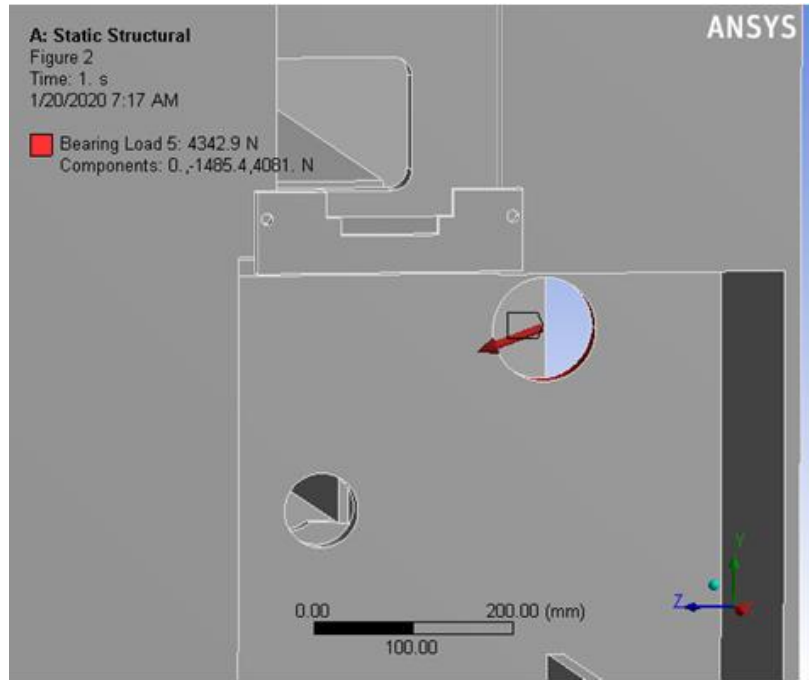


**Şekil 5.16:** Pres gövdesi diğer tarafına yatay kardan mili yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile aşağı yönlü kuvvet uygulanması.

Şekil 5.17 ve Şekil 5.18'de görüldüğü gibi pres gövdesinin besleme kam milinin yataklamasının yapıldığı noktaya hareket aktarımında kullanılan zincirin döndüren dişli çarkın miline etkileyen kuvvet esas alınarak +Z ve -Y yönlerinde kuvvetler tanımlanmıştır. Tanımlanan bu kuvvetlerin bileşke kuvveti 4342,9 N olarak hesaplanmıştır. Besleme kam mili şekilde gösterilen noktalara radyal kaymalı yataklar vasıtasıyla yataklandığı için yükleme tipi "Bearing Load" olarak seçilmiştir. Analizin gerçekleşmesi için gerekli olan değerler zincir dişli sistemi hesaplarından alınmıştır.



**Şekil 5.17:** Pres gövdesi besleme kam mili yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile kuvvet uygulanması.

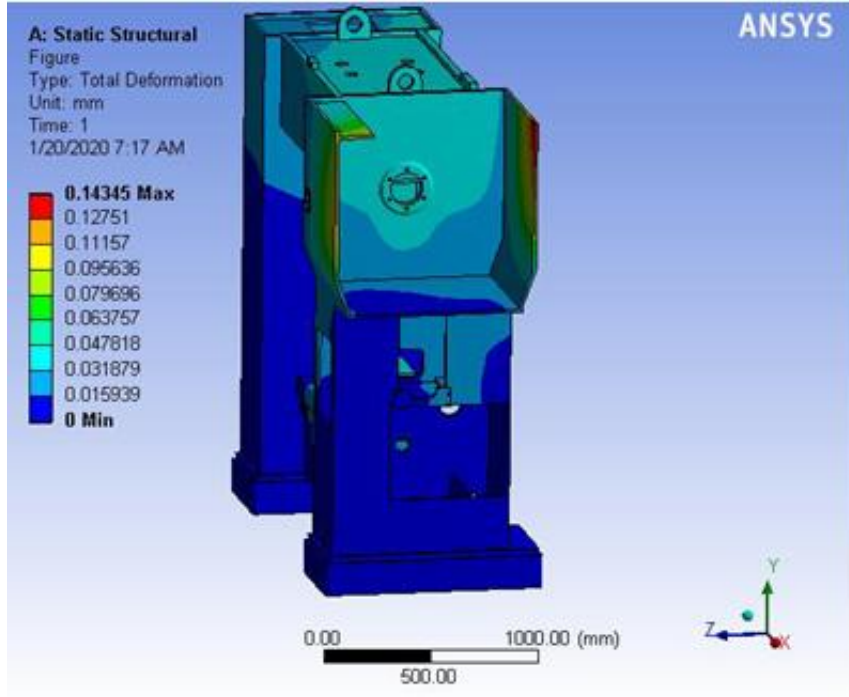


**Şekil 5.18:** Pres gövdesi besleme kam mili yataklamasının yapıldığı noktalarda “Bearing Load” seçimi ile bileşke kuvvet uygulaması yakın görüntüsü.

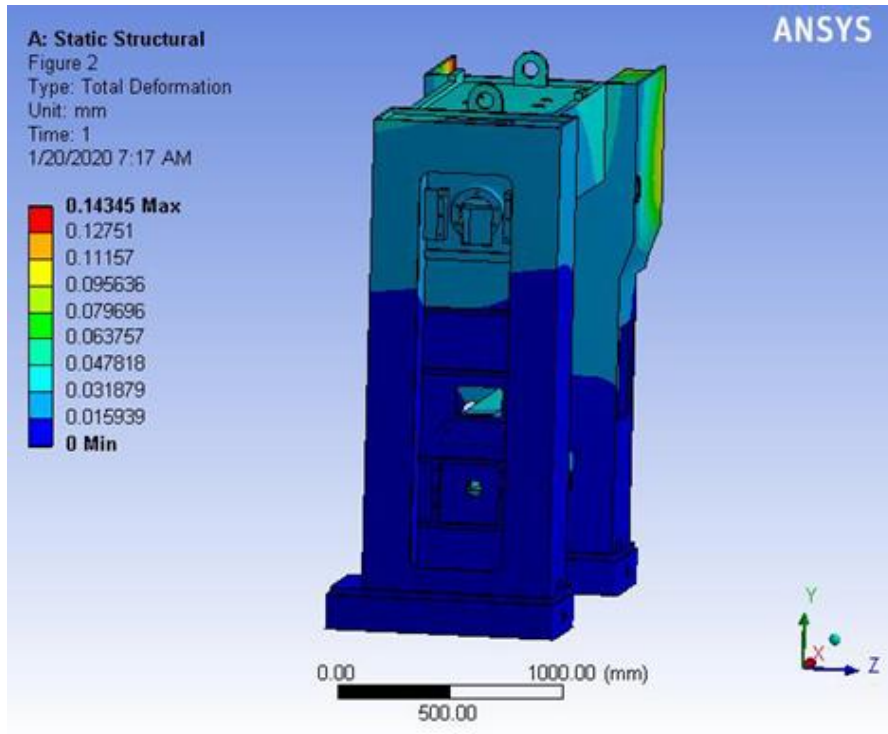
Şekil 5.19'dan Şekil 5.24'e kadar pres gövdesi şekil değiştirme analizi yan, ön, taban, üst ve arka bakış yönlerinde, şekil değişiminin özellikle oluştuğu bölgelere odaklanarak şekiller verilmiştir. Pres gövdesine uygulanan kuvvetler ve tanımlanan mesnet noktalarının analizi



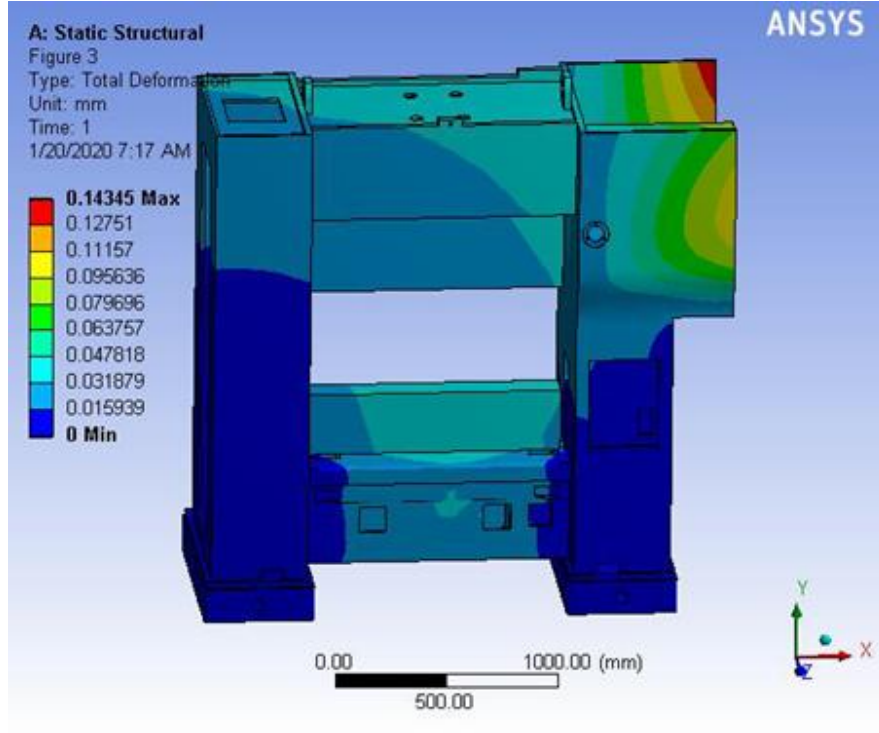
sonucunda elde edilen Şekil değiştirme sonuçları 0-0,14345 mm arasında değiştiği gözlenmiştir.



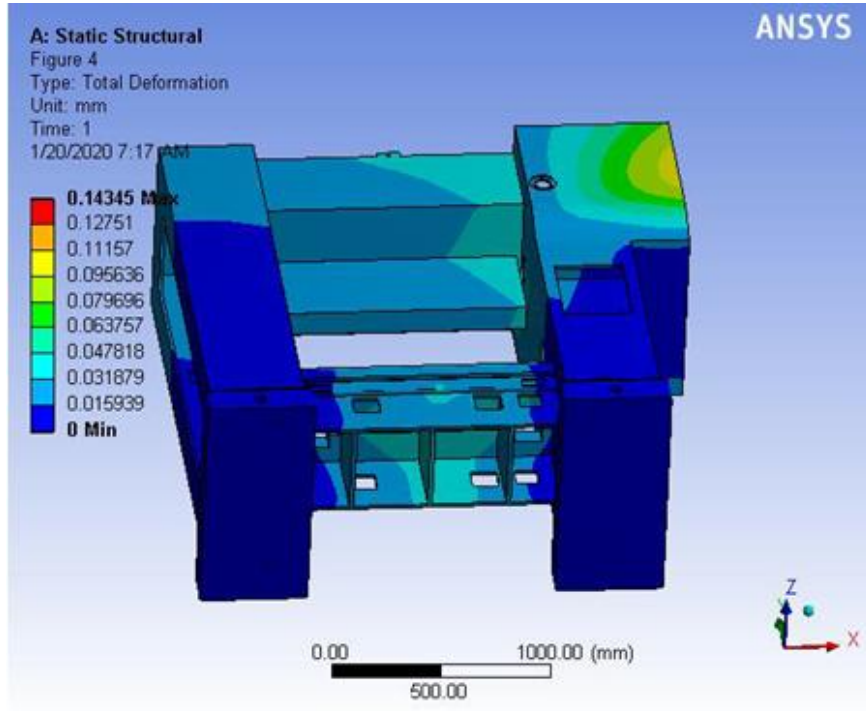
**Şekil 5.19:** Pres gövdesi Şekil değiştirme analizi.



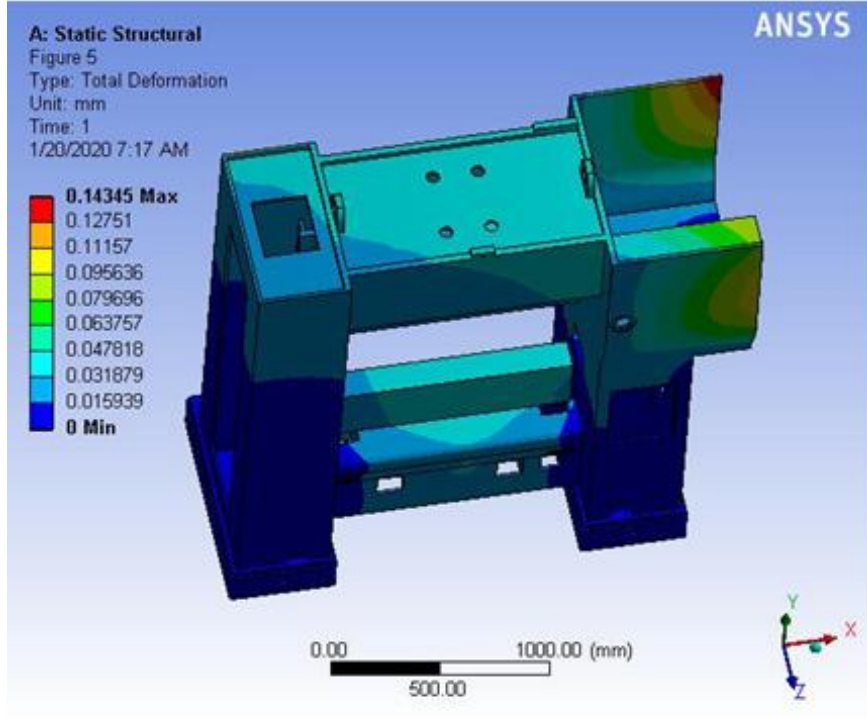
**Şekil 5.20:** Pres gövdesi diğer tarafı Şekil değiştirme analizi.



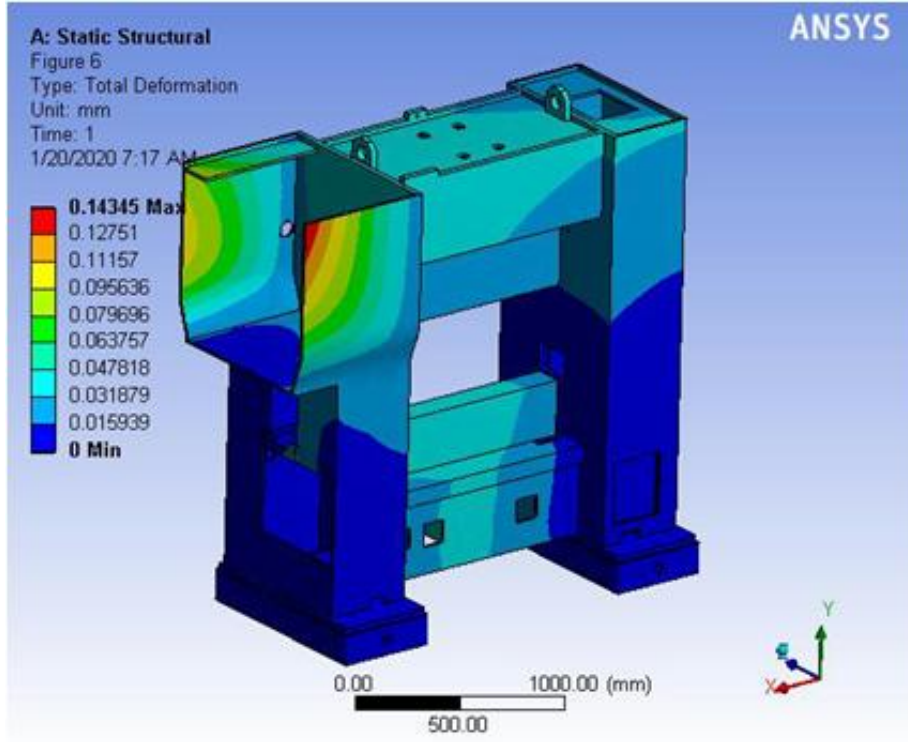
Şekil 5.21: Pres gövdesi ön tarafı şekil değiştirme analizi.



Şekil 5.22: Pres gövdesi taban bölgesi şekil değiştirme analizi.



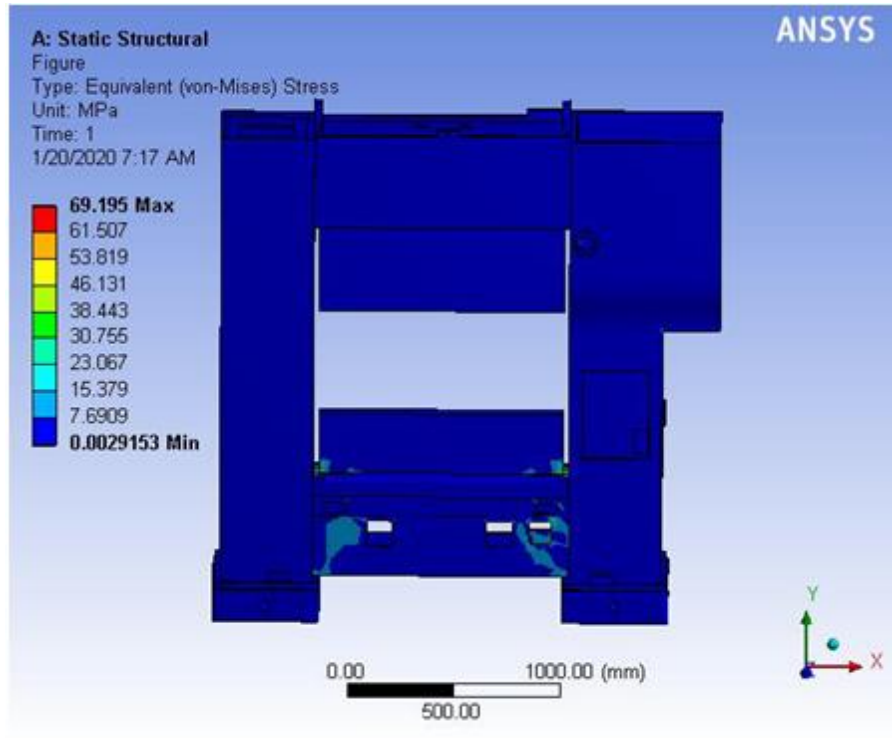
Şekil 5.23: Pres gövdesi üst bölge şekil değiştirme analizi.



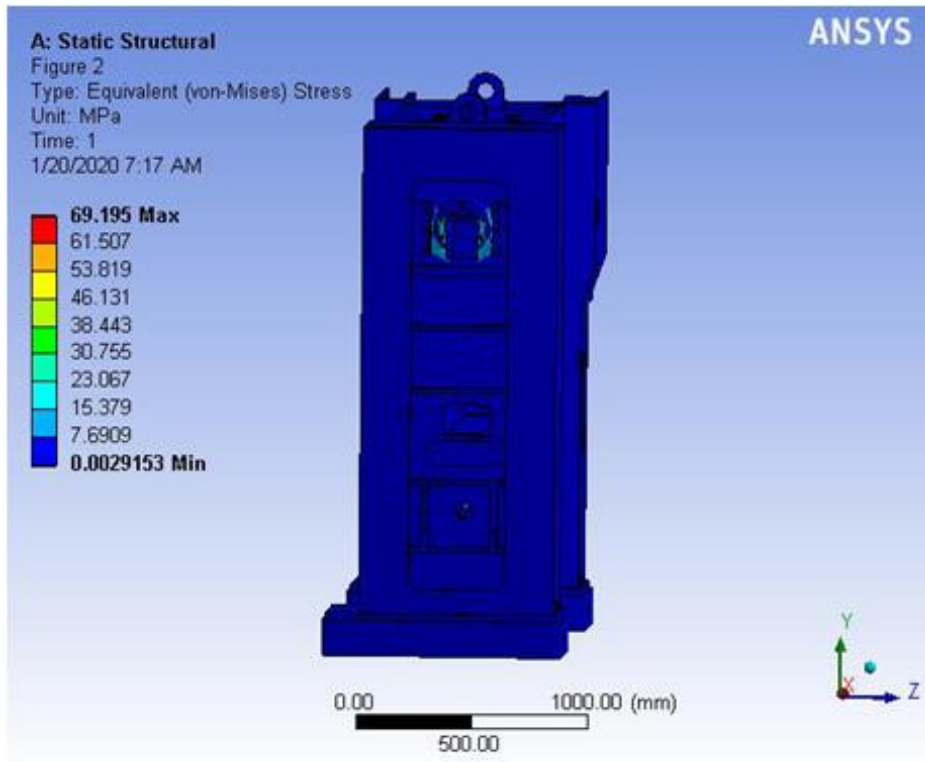
Şekil 5.24: Pres gövdesi arka bölge şekil değiştirme analizi.

Şekil 5.25'den Şekil 5.31'e kadar pres gövdesi eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi ön, yan bakış yönlerinde ve eşdeğer gerilmelerin maksimum olduğu bölgelere odaklanarak şekiller verilmiştir. Pres gövdesine uygulanan kuvvetler ve tanımlanan mesnet noktalarının analizi

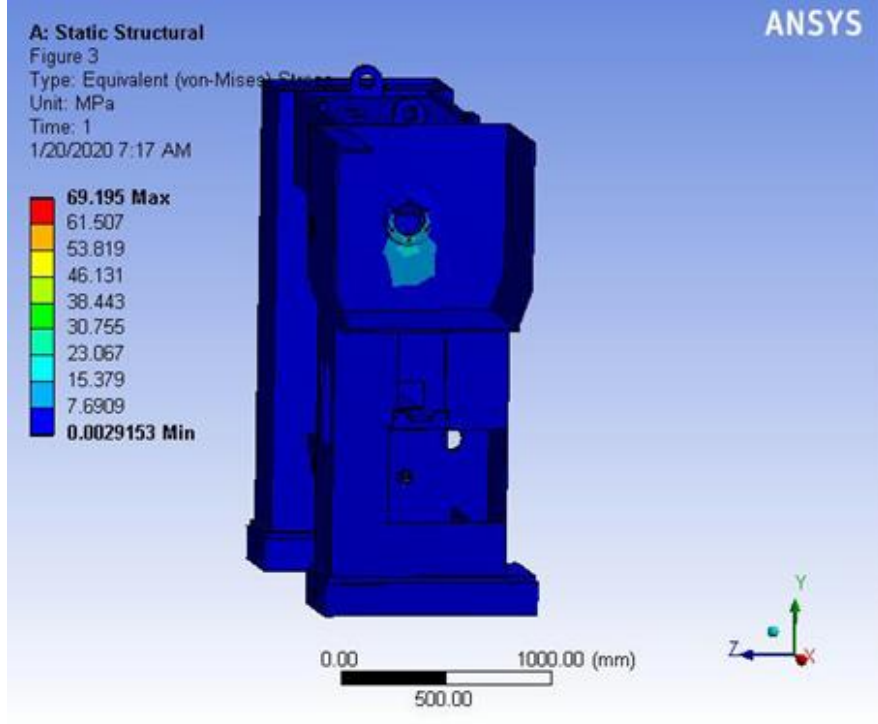
sonucunda elde edilen eşdeğer gerilme (von-Mises) sonuçları 0,0029153-69,195 MPa arasında değiştiği gözlenmiştir.



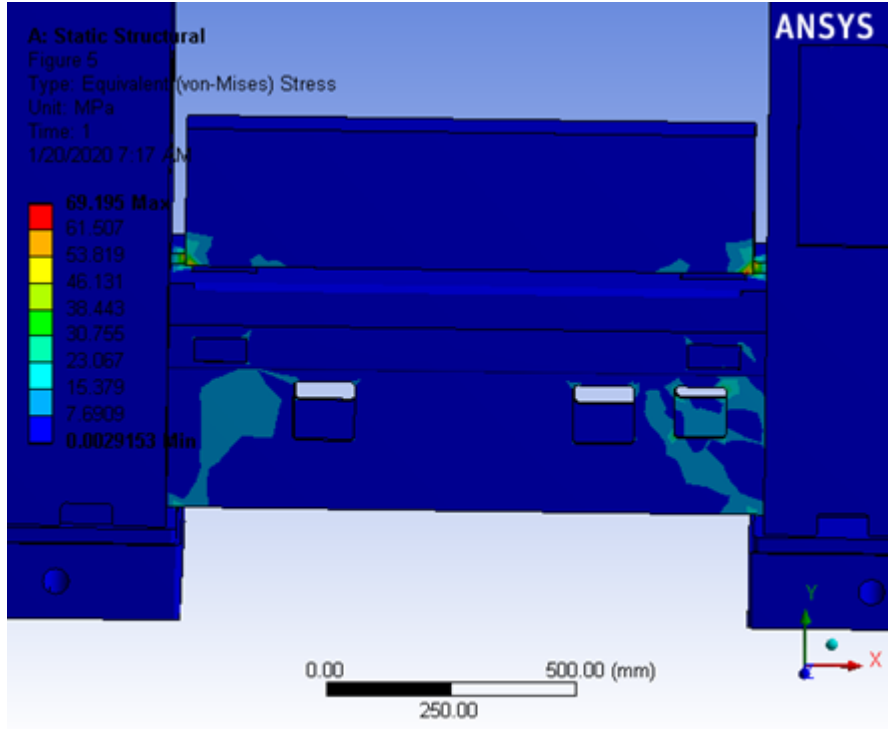
Şekil 5.25: Pres gövdesinin von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.



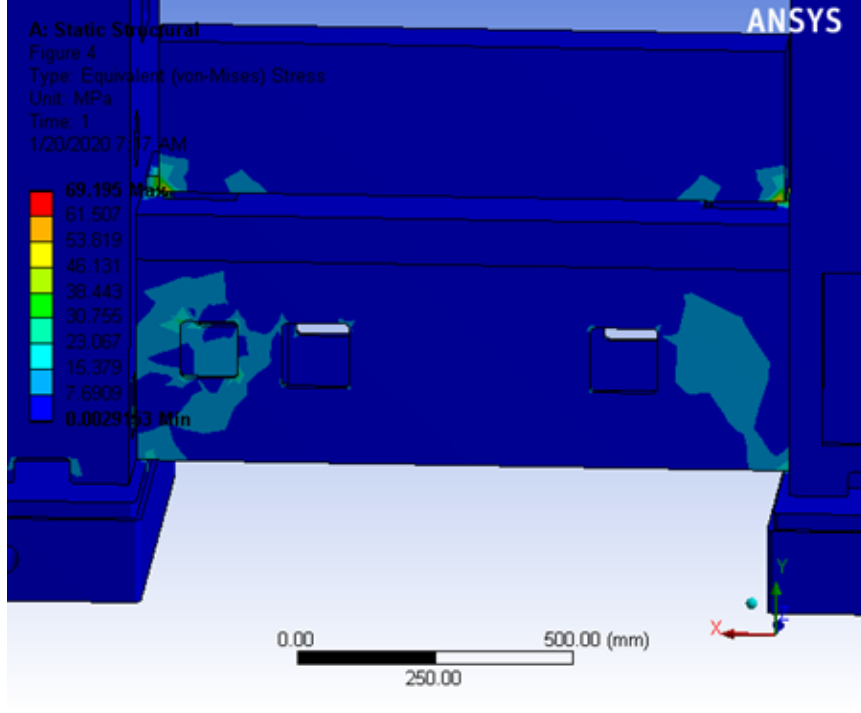
Şekil 5.26: Pres gövdesinde eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.



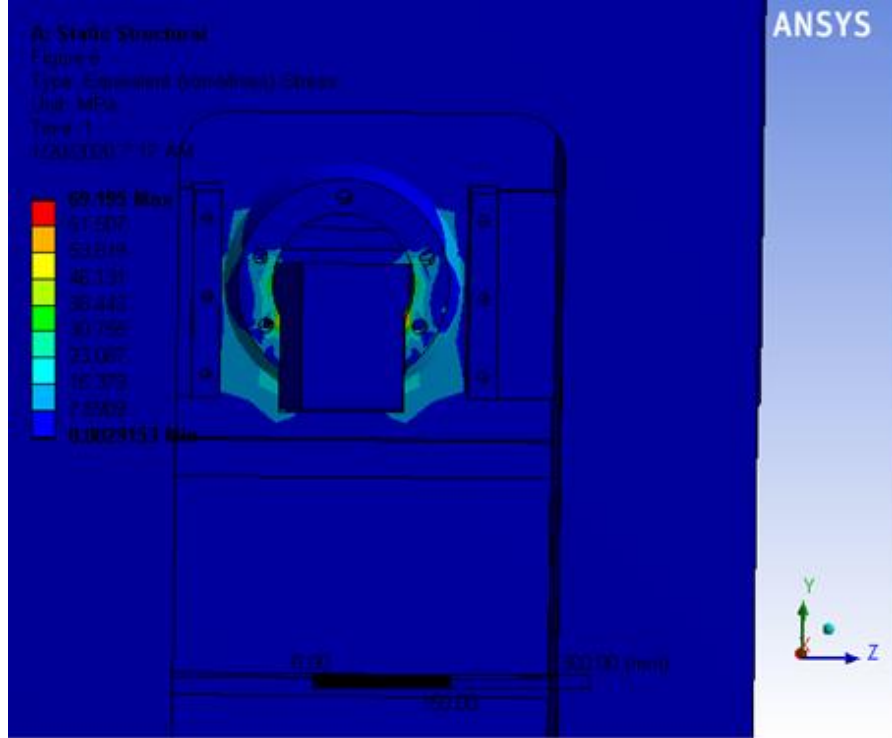
**Şekil 5.27:** Pres gövdesinin diğer tarafına eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalarda von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.



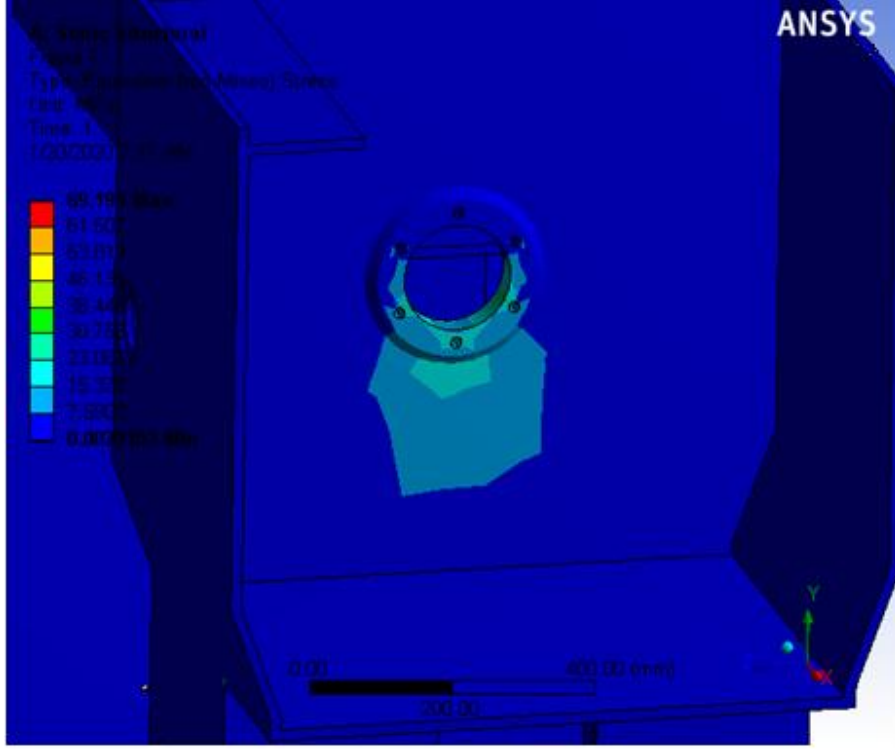
**Şekil 5.28:** Pres gövdesinin ön bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.



Şekil 5.29: Pres gövdesinin arka bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.

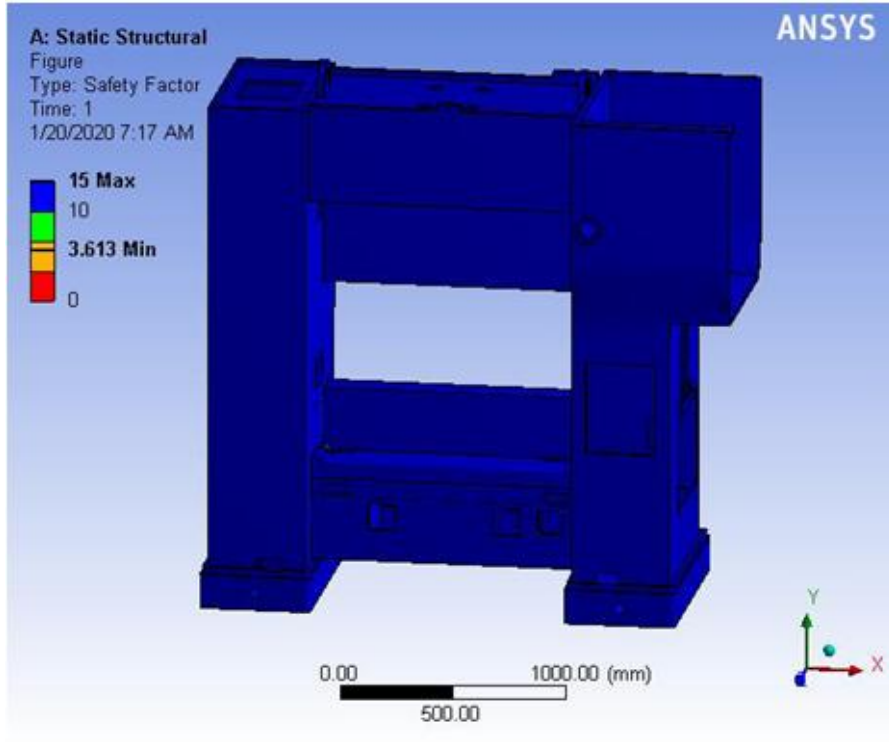


Şekil 5.30: Pres gövdesinde eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalara odaklanmış bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.

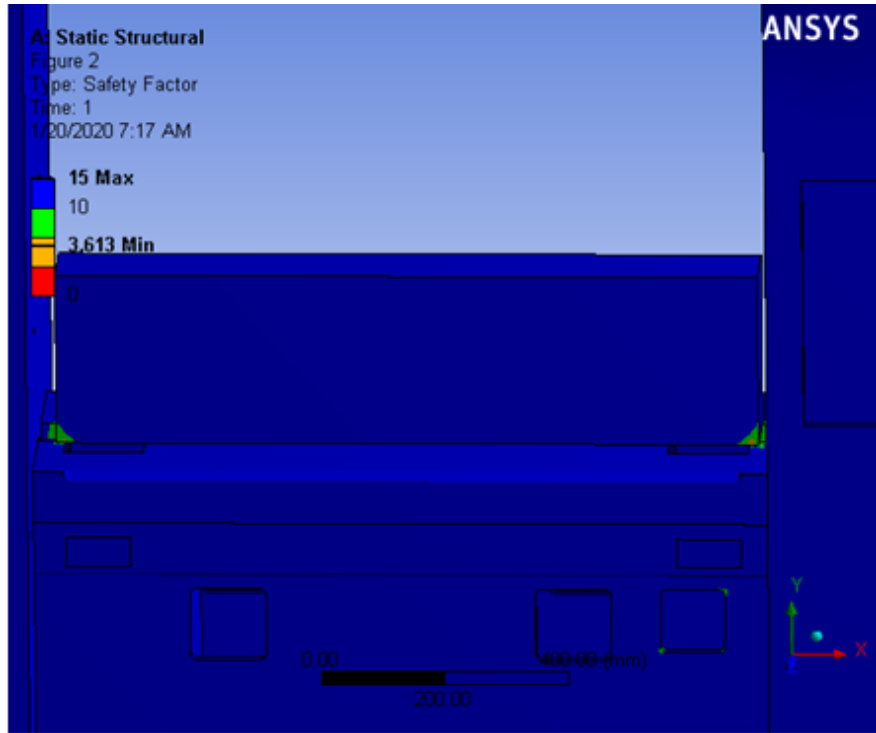


**Şekil 5.31:** Pres gövdesinin diğer tarafına eksantrik mil yataklamasının yapıldığı noktalara odaklanmış bölgede von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.

Şekil 5.32'den Şekil 5.34'e kadar pres gövdesi güvelik katsayısı hesabı ön bakış yönünde ve güvenlik katsayısının minimum olduğu bölgelere odaklanarak şekiller verilmiştir. Pres gövdesine uygulanan kuvvetler ve tanımlanan mesnet noktalarının analizi sonucunda elde edilen güvenlik katsayısı sonuçları 3,613-15 arasında değiştiği gözlenmiştir.

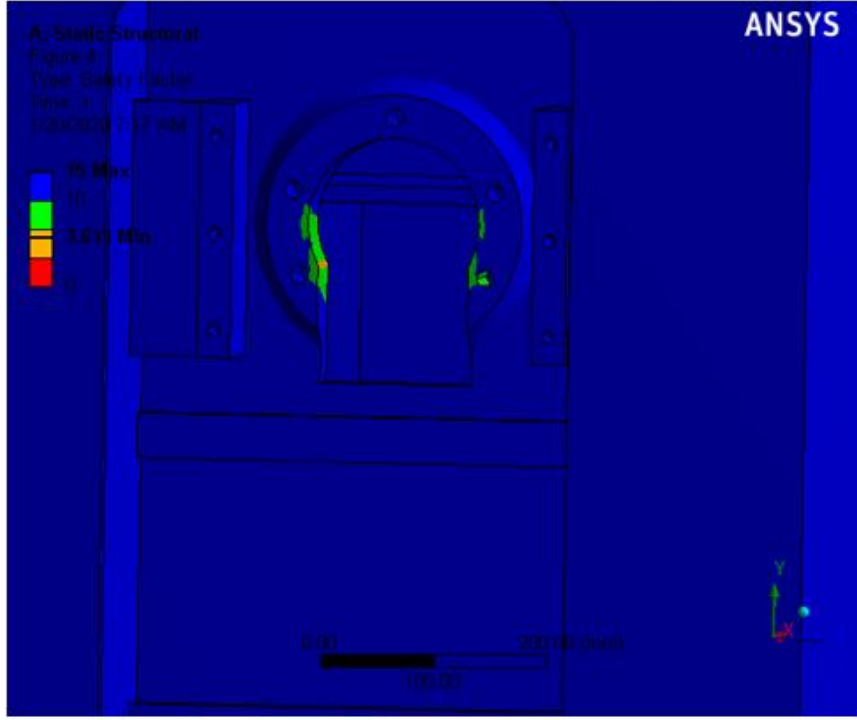


Şekil 5.32: Pres gövdesi analizinde güvenlik katsayısı.



Şekil 5.33: Pres gövdesi analizinde en düşük güvenlik katsayısı değer analizi.

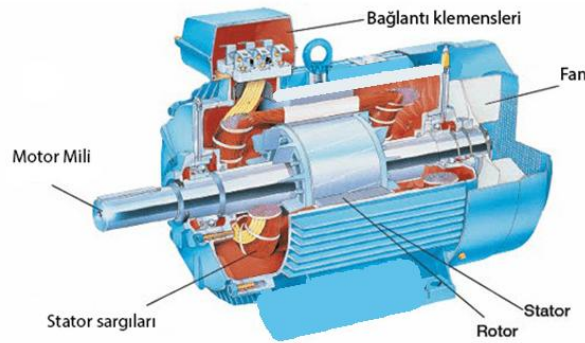




Şekil 5.34: Pres gövdesi eksantrik mil yatak bölgesi analizinde en düşük güvenlik katsayısı değer analizi.

### 5.2.3.2 Ana Motor

Bir güç kaynağı vasıtasıyla sisteme gelen elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makinelere elektrik motoru denir. Elektrik motoru stator da manyetik alan ile rotor da iletkenlerden geçen akımın meydana getirdiği manyetik akım etkileşimi sağlar. Ters yönde geçen akım negatif periyotta iki yönde de etkili olur. Statorun N kutbundaki iletkenler bir yönde, diğer tarafta S kutbu yönünde bir iletken grubu ters yönde oluşur. Statorda oluşan N ve S yönündeki bu kuvvet, döndürme momenti, rotorun dönmesini sağlar. Dönen rotor iki noktadan sabit bilyalı rulmanlar vasıtasıyla yataklanmıştır. Motorun arka kısmında bulunan fan ise ısınmalara karşı soğutma görevi görmektedir [86].

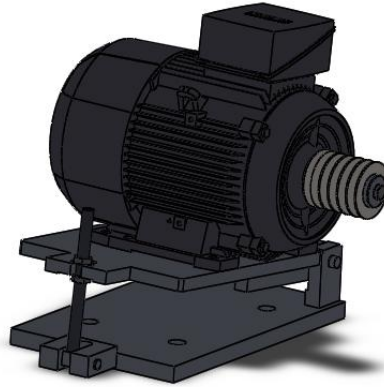


Şekil 5.35: Elektrik motorunun elemanları [86].

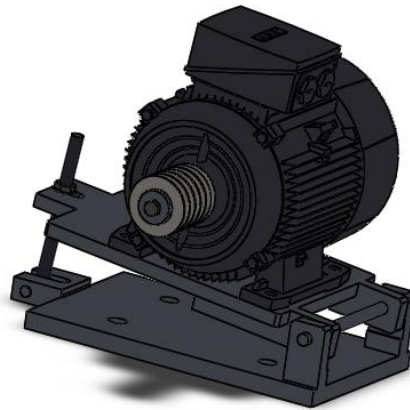
Tasarımı gerçekleştirilen presde yapılan volan gibi diğer pres elemanları da hesaplamalara katılarak ana motor gücü 5,5 kW olarak tespit edilmiştir. Ayrıca ana motor devri 1500 d/dak olan 3 fazlı asenkron motor olarak belirlenmiştir.

Ana motor milinin çıkışında hesaplamalarda gösterileceği gibi 76 mm çapa sahip kasnak döndürülmekte ve döndürme hareketi V kayışlar vasıtasıyla volana aktarılmaktadır. Volan daha büyük bir çapa ve ağırlığa sahip olduğu için aktarılmış olan hareketin devri 140 d/dak'lara kadar düşmektedir. Hatta kavramadaki kayıplarda göz önünde bulundurulduğunda devir yaklaşık olarak 120 d/dak olarak hesaplanır.

Elektrik motorunun ayaklarının sabitlendiği tabla presin üst kısmında bulunmaktadır. Bu tabla menteşe ile bir tarafından pres gövdesine sabitlenmiştir. Tablanın diğer tarafında ise motor yüksekliğini dolayısıyla kayış gerginliğini ayarlayabileceğimiz bir ayar civatası bulunmaktadır.



**Şekil 5.36:** Elektrik motoru ve kayış gerdirme mekanizması (1).



**Şekil 5.37:** Elektrik motoru ve kayış gerdirme mekanizması (2).

Elektrik motoru seçimi ile ilgili yapılan hesaplamalar volan ile bağlantılı olduğu için bu hesaplamalara volan kısmında yer verilmiştir.

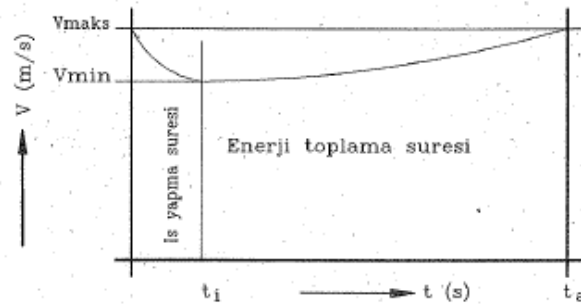
### 5.2.3.3 Volan ve Debriyaj Fren Sistemi

#### 5.2.3.3.1 Volan

Kinetik enerji depolamak için kullanılan dönel kütleler volan olarak adlandırılmaktadır. Volanlar bağlı bulunduğu elektrik motorundan aldıkları hareketin devrini çaplarının büyük olması nedeniyle düşürür ancak sistemin çok büyük bir kuvvet ve moment uygulamasına yardımcı olurlar. Ayrıca volanlar bağlı buldukları sistemdeki açısal hız değişimlerine direnç gösterir ve moment dalgalanmalarını mümkün olduğu kadar azaltırlar [43, 48].

Volan, eksantrik presler gibi kısa süre için yüksek enerji ihtiyacı olan makinelerde daha düşük güçte bir elektrik motoru kullanılması ve enerji kayıplarının bu biçimde azaltılması için kullanılması zorunlu olan mekanik kapasitör görevi gören bir pres elemanıdır. Ayrıca eksantrik mil üzerindeki burulma titreşimlerinin engellenerek makinenin dengeli ve titreşimsiz çalışması açısından büyük bir önem arz etmektedir [45].

Volanın düzgünlük sayısı ne kadar büyük olursa hız farkı da o derece büyük olmaktadır ve makine o derece düzensiz çalışmaktadır. Düzgünlük sayısının küçük olması durumunda makine daha düzenli çalışmaktadır [42].



Şekil 5.38: Volanın enerji harcama ve zaman grafiği [42].

Volan dönel bir cisimdir ve volanın şekillendirme işleminin bu göz önünde bulundurularak yapılması gerekmektedir. Dönme eksenine katılarak basit ve karmaşık şekillerde konstrüksiyona uygun olmak şartıyla imalat yapılabilir. Genel olarak küçük hacim ve ölçülerde basit silindirik şekiller ekonomik olarak uygun olabilmektedir. Ancak volan çapı büyüdükçe şekillendirme dışı doğru yoğunlaşacaktır [42].

Kinetik bakımdan volanın şekli önemli olsada, kütlesine göre çok yüksek devir sayılarında çalışmak zorunda olan bu pres elemanı santrifüj kuvvet etkisinin oluşturacağı gerilmelere maruz kalacaktır. Bu nedenle mukavemet açısından volanın şekli ve malzeme özelliklerine dikkat edilmesi gerekmektedir [42].

Üzerinde çalıştığımız projede makine tasarımına uygun olarak bir volan tasarımı yapılmıştır. Volanın hesaplanması ve şekillendirilmesi için belirli bir sistem takip edilmiştir.

1) Tasarımı gerçekleştirilen eksantrik presin mekanik özellikleri ve çalışma koşulları detaylı bir şekilde belirlenir [42].

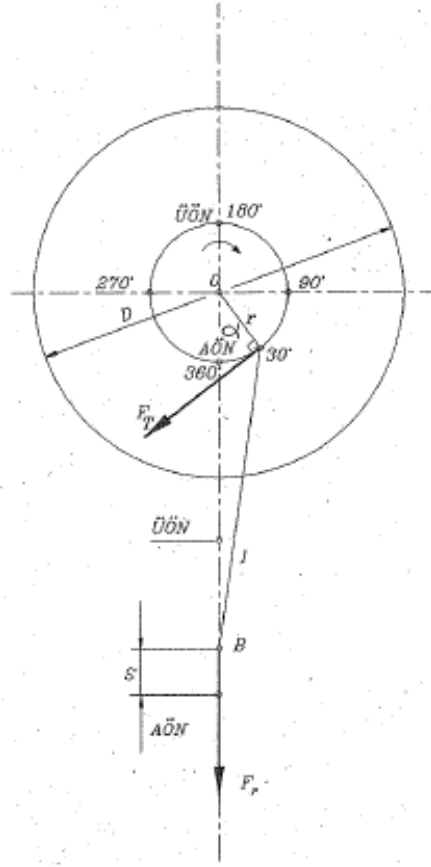
2) Eksantrik presde yapılacak olan işin büyüklüğü ve iş yapma zamanı belirlenir [42].

3) Volanın çalıştığı sistemde volanla birlikte dönme ve öteleme hareketi yapan elemanlar vardır. Bu elemanlar hareketlerinden dolayı volanın işine yardımcı olmaktadır. Ancak bu elemanların enerjileri volan enerjisinin yanında çok küçük kaldığı için hesaplamalarda ihmal edilir [42].

4) Volan matematiksel bir büyüklük olarak düşünülmemelidir. İşletme şartları tarafından belirlenen bir elemandır. Volanın büyüklüğü, tasarımı ve malzeme özelliklerini belirlemede önceki deneyimlerden faydalanılır [42].

#### **5.2.3.3.2 Eksantrik Preslerde Volan Hesapları**

Eksantrik presler volanın bağlı olduğu eksantrik milin dönme hareketini doğrusal harekete çevirerek iş yaparlar. Volan hareketini poliüretan V kayışlar vasıtasıyla ana elektrik motorundan almaktadır [45]. Bu nedenle volanlar ayrıca kayış kasnağı görevi görmektedirler. Şekil 5.39'da AB biyel kolu milin (r) eksantrikliğine ve pres üst bloğuna B noktasından elma vida aracılığıyla yataklanmıştır. A noktasının dönme hareketiyle B dikey eksen doğrultusunda hareket ederek iş yapar. D çaplı dönen volanla beraber eksantrik milinde A noktasında etkili olan  $F_T$  teğetsel kuvveti mil üzerinde;

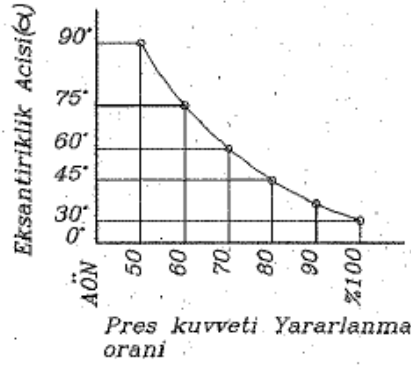


**Şekil 5.39:** Eksantrik preslerde volan hareketi ve hesaplar [42].

$M = F_T \cdot r$  momentini oluşturur.  $F_T$  kuvvetinin B noktasına transformasyonu,  $r/l$  oranı ihmal edilerek  $F_{pm} = F_T / \sin \alpha$  olur [42].

Bu kuvvete pres kuvveti adı verilir. Eksantrik milin  $\alpha = 90^\circ$  durumundan başlayarak  $\alpha = 0^\circ$  AÖN (Alt Ölü Nokta) durumuna kadar devam eder.  $\alpha = 0^\circ$  durumunda ise teorik olarak sonsuz değere ulaşır [42].

Pratikte ise böyle bir durumdan bahsetmek mümkün değildir. Presin etkili maksimum durumu  $\alpha = 30^\circ$  olarak alınmış ve bu durum pres kuvveti olarak kabul edilmiştir.  $F_{pm}$  kuvveti aynı zamanda en büyük pres kuvvetidir. Ayrıca ticari piyasada pres gücü bu kuvvet ile telaffuz edilir [42].



**Şekil 5.40:** Eksantriklik açısına göre pres kuvveti [42].

Şekil 5.40'da belirtildiği gibi ( $\alpha$ ) açısının büyüklüğüne bağlı olarak pres gücünde faydalanma oranları belirtilmiştir. Pratik olarak presin iş yapma durumunda elde edeceği maksimum kuvvet  $\alpha = 30^\circ$  konumunda elde edilir ve pres kuvveti faydalanma grafiği oluşturulurken  $\alpha = 30^\circ$  olarak kabul edilmiştir [42, 45].

$m = F_i/F_{pm}$  alınır.

**F<sub>i</sub>:** İş yapan pres kuvveti

**m:** Pres işine bağlı olarak değişen bir değerdir. Aşağıda verilen değerlerde alınabilir.

$m = 0,6$  kesme ve derin sıvama işlemlerinde

$m = 0,3$  Bükme ve katlama ve bükme açısı kalibrasyonunda

$m = 0,5$  Ütülemede

### 5.2.3.3.3 Tasarımı Gerçekleştirilen Presin Volan Hesabı

Volana ait değerlerin hesaplanması istenilen eksantrik transfer pres işletme değerleri aşağıdaki gibidir.

- Pres Kuvveti 40 ton

$$F_{pm} = 400000 \text{ N} \times 9,81 = 392400 \text{ N}$$

- Dakikadaki iş yapma sayısı

$$n_{\theta} = 120$$

- Eksantrik mil eksantrikliği

$$r = 70 \text{ mm}$$

- Biyel kolu boyu, ayarlanabilir

$$AB = 100 \dots 130 \text{ mm}$$

- Tahrik elektrik motoru ile yapılacaktır ve motor devri  $n_{motor} = 1500 \text{ d/d'}$ 'dir. Volan V kayışları vasıtasıyla tahrik edilecektir.

1. İş kuvvetinin tespiti [48]:

Pres de genel olarak birbirinden farklı (sıvama, kesme, bükme, ütüleme) işlemleri yapıldığı için  $m = 0,50$  olarak alındı.

$$F_i = F_{pm} \cdot m = 392400 \times 0,5 = 196200 \text{ N}$$

2. Presin maksimum yapabileceği iş [48]:

$$A_i = F_i \cdot s = F_i \cdot (r - r \cdot \cos \alpha) = 196200 \cdot (0,07 - 0,07 \cdot \cos 30)$$

$$A_i = 1840 \text{ N.m}$$

3. Düzgünsüzlük sayısının seçimi ve volan momentinin tespiti:

Bu gibi iş makinelerinde düzgünsüzlük katsayısı  $\delta = \frac{1}{8} = 0,125$  olarak alınmaktadır.

$$GD^2 = \frac{A_i \cdot 3600}{n_{\theta}^2 \cdot \delta}$$

$$GD^2 = \frac{1840 \cdot 3600}{120^2 \cdot 0,125} = 3680 \text{ N.m}^2$$

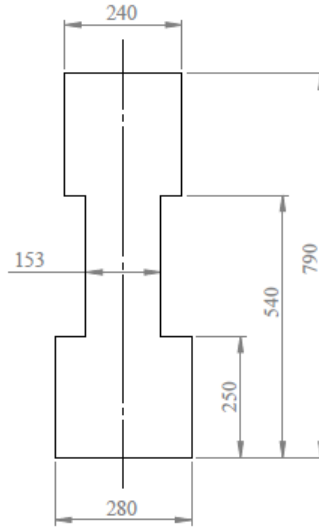
Volan malzemesi dökme demir olarak seçilmiştir. Dökme demirin özgül ağırlığı  $\gamma = 8000$  daN/m<sup>3</sup> olarak alınmıştır.

$$G = (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot B \cdot \gamma \quad (B) \text{ volan genişliği}$$

$$G_{\text{volan}} = (\pi \cdot D^2 / 4) \cdot B \cdot \gamma$$

$$G_{\text{volan}} = (\pi \cdot 0,79^2 / 4) \cdot 0,153 \cdot 8000$$

$$G_{\text{volan}} = 600 \text{ kg olarak bulunur.}$$



Şekil 5.41: Volan ölçüleri.

$$B_1 = 280 \text{ mm}$$

$$D_1 = 250 \text{ mm}$$

$$B_2 = 153 \text{ mm}$$

$$D_2 = 540 \text{ mm}$$

$$B_3 = 240 \text{ mm}$$

$$D_3 = 790 \text{ mm}$$

$$I_v = GD^2/4g = 366,22/4.9,81 = 9 \text{ daNms}^2$$

Seçtiğimiz şeklin atalet momenti:

$$I_s = \frac{1}{32} \cdot \frac{8000}{9,81} \cdot \pi \cdot [0,28 \cdot 0,25^4 + 0,153(0,540^4 - 0,25^4) + 0,24 \cdot (0,79^4 - 0,54^4)]$$

$$I_s = 7 \text{ daNms}^2$$

Düzensüzlük sayısı ile seçilen şeklin atalet momentleri birbirinden ayrı olarak hesaplandı. Sonuçların birbirine yakın çıkmasıyla birlikte seçilen volan şekli kabul gördü.

#### 5.2.3.3.4 Tasarımı Gerçekleştirilen Presin Ana Elektrik Motor Gücü Hesabı

Motor gücü sistemi nominal devire 330 derece getirecek kadar güçlü olmalıdır [42].

$$P_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{volan}}(2 - \eta)}{75} \text{ BG}$$

$$P_v = \frac{W_i}{t_v} = \frac{W_i}{\frac{60}{n} \cdot \frac{(360 - \alpha)}{360}} = \frac{1831,1}{\frac{60}{120} \cdot \frac{(360 - 30)}{360}} = 3995,13$$

Verim preslerde  $\eta = 0,7$  alınır. Motor gücü;

$$P_{\text{motor}} = \frac{399,513(2 - 0,7)}{75} = 6,92 \text{ BG} = 5,16 \text{ kW} \approx 5,5 \text{ kW}$$

Eğer sistemde volan olmayıp doğrudan motor ile pres işi yapmış olsaydık. Bu takdirde motor gücü;

$$P_m = \frac{W_i}{t_i} = \frac{183,110}{\frac{60}{120} \cdot \frac{(30)}{360}} \cdot \frac{1}{75} = 58,6 \text{ BG gücünde motor olması gerekirdi.}$$

#### 5.2.3.3.5 Volanda Kayıp Enerjinin Hesaplanması

Volan büyük bir kütleye ve çapa sahip disk şeklinde eksantrik preslerde yapılan tasarıma göre debriyaj mili veya eksantrik mil üzerinde yer alan pres elemanıdır. Döner eleman olan millere rulmanlar vasıtasıyla montajı gerçekleştirilir. Volan presin çalıştırılmasıyla birlikte sürekli olarak dönmeye başlar ve çok kısa bir süre içerisinde belirli bir kinetik enerjiye ulaşır. Ancak presin hareket etmesini sağlayan sistem döner mil üzerine kama ile montajı gerçekleştirilen kavrama sistemidir. Kavrama sisteminin volan üzerine baskı yapması



sonucu eksantrik pres hareketine başlar. Ancak baskı sonucu volanın hızı yavaşlamış olur. Fakat tekrar elektrik motoru tarafından volanın hızı kısa zaman içinde arttırılır. Dolayısıyla basma işleminde gerekli olan yüksek güç düşük değerdeki elektrik motorunun volanda biriktirdiği yüksek kinetik enerjisinden sağlanmış olur. Aynı zamanda volan sistemdeki dengeyi sağlar, titreşimi ve gürültüyü en aza indirmiş olur [42, 43].

Bu kısımda volana gelen baskı sonucu sistemde oluşan kayıp enerji hesaplanmıştır.

Dönme ile volanda basmaya harcanan enerji;

$$E_K = \frac{1}{2} m(V_{\max}^2 - V_{\min}^2) = \frac{1}{2} \cdot \frac{G}{g} (V_{\max}^2 - V_{\min}^2)$$

$$E_K = \frac{1}{2} I(\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2)$$

$$I = I_{\text{volan}} + I_{\text{dönen tüm kütleler}}$$

$$E_K = I\omega_{\text{ort}}^2 \cdot \delta = mV_{\text{ort}}^2 \cdot \delta = \frac{G}{g} V_{\text{ort}}^2 \cdot \delta$$

$\delta$  düzgünlük katsayısını küçültmek için ya kinetik enerji azaltılır ya da kütle atalet momenti arttırılır yani sisteme volan ilave edilir. Volanın ortalama devir sayısı  $n_{\text{volan}}$  ise iş yapan kayıp enerji,

$$E_K = \frac{G}{g} \cdot \frac{\pi^2 D^2 n_{\text{ort}}^2 \delta}{3600} \text{ şeklinde hesaplanabilir.}$$

$$P_m = E_k \cdot \frac{360}{360 - \alpha} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{75}$$

$$6,92 = E_k \cdot \frac{360}{330} \cdot \frac{120}{60} \cdot \frac{1}{75}$$

$E_K = 230,67$  j olarak volandaki kayıp enerji bulunur.

### 5.2.3.3.6 Volan Rulman Seçimi

Eksantrik milin burulma hesabı:

Eksantrik mil malzemesi 4140 ıslah çeliğidir.

$$\tau_{ak} = 635 \text{ MPa}$$

$s = 2$  seçilirse

$$\tau_{em} = 317,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{em} \geq \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.M}{\pi.\tau_{em}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.26451,9}{\pi.317,5.10^6}}$$

$$d \geq 0,075 \text{ m}$$

$$d \geq 75 \text{ mm}$$

Eksantrik mil çapı, volan montajının gerçekleşeceği kısımda 90 mm olarak hesaplanmıştır.

$$M_{\text{volan}} = 600 \text{ kg} = 600 \times 9,81 = 5886 \text{ N}$$

$$F_{e2} = M_{\text{volan}} \cdot k, \quad k = 2 \text{ alınırsa,}$$

$$F_{e2T} = 11772 \text{ N} \quad 2 \text{ adet rulman kullanılacağı için } F_{e\text{eş}} = F_{e\text{eşT}}/2$$

$$F_{e\text{eş}} = 5886 \text{ N} \quad n_{\text{volan}} = 140 \text{ d/dak}$$

$$20 \text{ yıl garanti için} \quad L_h = 175200 \text{ saat}$$

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^P$$

Çalışma saati cinsinden;

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{F}\right)^P$$

$$175200 = \frac{10^6}{60 \cdot 140} \left(\frac{C}{5886}\right)^{10/3}$$

$$1471,68 = \left(\frac{C}{5886}\right)^{10/3}$$

$$C = 52500 \text{ N}$$

$$C = 52,5 \text{ kN}$$

SKF rulman kataloğundan **NU 2318 ECP** silindirik makaralı rulman seçildi.

### 5.2.3.3.7 Volan İmalatı

Hesaplamalar ve deneyimlerden yararlanılarak yapılan volan tasarımının imalatı döküm yöntemiyle gerçekleştirilmektedir.

Volan malzemesi olarak GG 25 malzemenin kullanılması uygundur. İlk olarak modelhanede ceviz ağacından model hazırlanır. Kalıplama esnasında modelin kumdan kolay ayrılması için modele koniklik verilir. Ayrıca çekme ve işleme paylarına dikkat edilmelidir. Daha sonra ise içeriği serter, reçine ve yıkanmış deniz kumundan oluşan kum hazırlanır. Volan alt ve üst derece olarak kalıplanabilir. Kalıplama esnasında yolluk

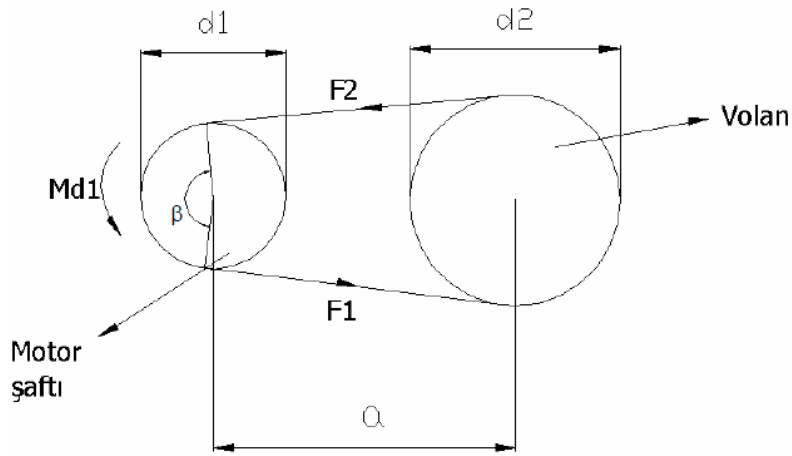
açılmalı ve besleyici gömleği eklenmelidir. Gerekli olan kısımlara maça eklenir. Son olarak derece kapatılır. Alt ve üst derecenin arasından kaçırma yapmaması için üst derecenin üzerine parça ağırlığının 7 katı olan ağırlık eklenmelidir.

İndüksiyon ocağında içeriği DKP sac ve demir madeninden oluşan metal ergitilir. 1450-1500°C arasında ergimiş metalden alınan numuneye spektrometre aracılığıyla bakılarak kimyasal analiz elde edilmelidir. Elde edilen kimyasal analize göre demir ve C ilavesi yapılır. Ocak hazır hale geldikten sonra döküm yapılacak olan potanın çabuk soğuması için potaya sıvı metal al-ver işlemi yapılmalıdır.

Potaya alınan sıvı metal hazırlanan kalıbın yolluğundan dökülür. Döküm işlemi gerçekleştirilen parçanın soğuması beklenmelidir. Parçanın soğumasıyla birlikte dereceler açılarak kalıp bozulabilir. Ardından döküm işlemi gerçekleştirilen parçanın yüzeyi kumlama tezgâhında temizlenir. Taşlama bölümünde ise yolluk ve besleyiciler temizlenir. Kalite kontrol bölümünde ise sertlik ve mikro yapı incelenerek imalat süreci tamamlanabilir.

#### 5.2.3.3.8 Kayış seçimi, Kayış Sayısının Belirlenmesi ve Kayışlar Üzerine Düşen Kuvvetin Bulunması

Kayış seçimi ve kayış sayısının belirlenmesiyle ilgili hesaplamalar volan, elektrik motoru ve motor kasnağıyla doğrudan bağlantılı olduğu için kayış-kasnak hesaplamalarına bu kısımda yer verilmiştir.



Şekil 5.42: Kayış-kasnak mekanizması [41].

Kayış-kasnak mekanizmasının hesaplanmasında ilk olarak motor milinde bulunan kasnağın çapı hesaplanacaktır. Volan devri presin iş yapma sayısı ile bağlantılı olarak 140 d/dak olarak öngörülmüştür.

İletilen Güç: 5,5 kW

$$n_{\text{motor}} = 1500 \text{ d/dak}$$

$$n_{\text{volan}} = 140 \text{ d/dak}$$

$$d_{\text{volan}} = 790 \text{ mm}$$

$$d_{\text{motor}} = d_{\text{volan}} \cdot \frac{n_2}{n_1}$$

$$d_{\text{motor}} = 790 \cdot \frac{140}{1450}$$

$$d_{\text{motor}} = 76 \text{ mm çapında kasnak kullanılmalıdır.}$$

Kasnak çapıyla ilgili olarak yapılan hesaplamanın sağlaması aşağıdaki iki yöntemle yapılabilir. Yapılan sağlamalar sonucunda birbirine yaklaşık sonuçlar bulunur.

**1.Yol:**  $k = \%2 = 0,02$  alınırsa

$$n_2 = \frac{d_{\text{motor}} \cdot n_{\text{motor}}}{d_{\text{volan}}} \cdot (1 - k)$$

$$n_2 = \frac{76 \cdot 1500}{790} \cdot (1 - 0,02)$$

$$n_2 = 141,4 \text{ d/dak}$$

**2.Yol:**  $\eta = 0,97$  alınırsa

$$n_2 = \frac{d_{\text{motor}} \cdot n_{\text{motor}}}{d_{\text{volan}}} \cdot \eta$$

$$n_2 = \frac{76 \cdot 1500}{790} \cdot 0,97$$

$$n_2 = 139,9 \text{ d/dak}$$

Sarım açısı:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot e} = \frac{790 - 76}{2 \cdot 700} = 0,51$$

$$\beta = 118,67^\circ = 2,07 \text{ rad}$$

$$m = \frac{2L - \pi(d_{\text{motor}} + d_{\text{volan}})}{8} \quad \text{ve} \quad n = \frac{(d_{\text{volan}} - d_{\text{motor}})^2}{8}$$

$$m = \frac{2 \cdot 3137 - \pi(76 + 790)}{8}$$

$$m = 444,2$$

$$n = \frac{(790 - 76)^2}{8}$$

$$n = 63724,5$$

$$a = m + \sqrt{m^2 - n}$$

$$a = 444,2 + \sqrt{(444,2)^2 - 63724,5}$$

$$a = 809,7 \text{ mm} \approx 810 \text{ mm}$$

Aks aralığının  $a = 0,7 \cdot (d_{w1} + d_{w2})$  ile  $2 \cdot (d_{w1} + d_{w2})$  arasında olması önerilir.

$$a = 0,7 \cdot (76 + 790) \dots 2 \cdot (76 + 790)$$

$$a = 606,2 \sim 1732 \text{ mm} \text{ arasındadır.}$$

$$L_w \approx 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (d_{w1} + d_{w2}) + \frac{(d_{w2} - d_{w1})^2}{4 \cdot a}$$

$$L_w \approx 2 \cdot 810 + \frac{\pi}{2} (76 + 790) + \frac{(790 - 76)^2}{4 \cdot 810}$$

$$L_w \approx 3137 \text{ mm}$$

Dar V-kayış:



Şekil 5.43: SPZ tipi kayış

$$\text{Dış Çevre Uzunluğu: } L_a = L_w + 2\pi \cdot h_w$$

$$\text{İç Çevre Uzunluğu: } L_i = L_w - 2\pi \cdot (h - h_w)$$

$$L_a = 3163 \text{ mm}$$

Kayış Sayısı;

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_N \cdot c_1 \cdot c_3 \cdot c_4}$$

$$c_1 = \text{sarım açısı faktörü} = 0,88$$

$$c_2 = \text{çalışma faktörü} = 1,3$$

$c_3 = \text{uzunluk faktörü} = 1,11$

$c_4 = \text{tesir faktörü} = 1$  (mekanizmada germe kasnağı bulunmadığı için)

$P_N = \text{Bir kayışın iletebileceği nominal güç. (kayış tipi: SPZ } P_N = 1,47 \text{ kW)}$

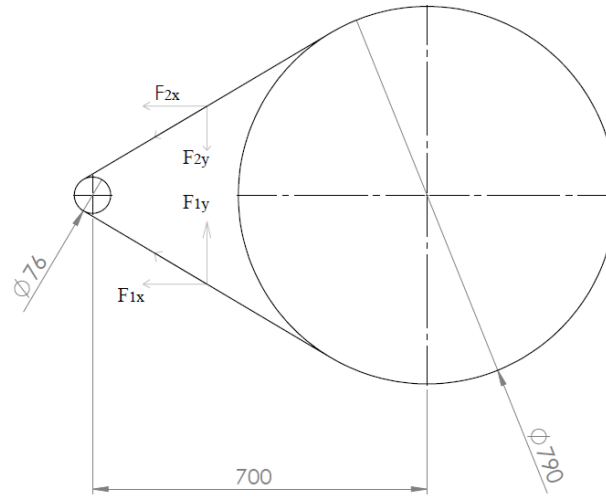
$$z = \frac{5,5 \cdot 1,3}{1,47 \cdot 0,88 \cdot 1,11 \cdot 1} = 4,979$$

$z = 5$  adet SPZ tipi kayış seçilebilir. Eksenler arası uzaklık 810 mm'dir.

Kayış boyu  $L_w = 3137 \text{ mm}$        $L_a = 3150 \text{ mm}$

**9,5 3150 La veya SPZ 3137 Lw** kodundaki kayış seçimlerinin yapılması uygundur.

Kayış-Kasnak mekanizmasında kayışlar üzerine düşen kuvvet aşağıdaki hesaplar vasıtasıyla bulunmuştur.



**Şekil 5.44:** Kayış-kasnak mekanizması ölçüler ve kuvvetlerin gösterimi.

$n_{\text{motor}} = 1500 \text{ d/d}$

$\mu = 0,30$

Sarım açısı:

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot c} = \frac{190 - 76}{2 \cdot 700} = 0,51 \quad \beta = 118,67^\circ = 2,07 \text{ rad.}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left( \frac{r_2 - r_1}{c} \right) = \sin^{-1} \left( \frac{395 - 38}{700} \right) = 30,66^\circ$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \beta}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \beta}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0,3 \cdot 2,07}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 1,86$$

$$F_1 = 1,86.F_2$$

$$M_d = 9550 \cdot \frac{P}{n} = 9550 \cdot \frac{5,5}{1500} = 35,02 \text{ N.m}$$

$$M_d = (F_1 - F_2) \cdot r$$

$$35,02 = (F_1 - F_2) \cdot 0,038$$

$$(F_1 - F_2) = 921,58 \text{ N}$$

$$1,86.F_2 - F_2 = 921,58$$

$$0,86.F_2 = 921,58$$

$$F_2 = 1071,6 \text{ N Gevşek kol}$$

$$F_{2k} = 214,32 \text{ N Kayış başına düşen kuvvet}$$

$$F_1 = 1,86.(1071,6)$$

$$F_1 = 1993,2 \text{ N Gergin kol}$$

$$F_{1k} = 398,64 \text{ N Kayış başına düşen kuvvet}$$

$$F_\zeta = (F_1 - F_2)$$

$$F_\zeta = \frac{M_d}{d/2}$$

$$F_s = \mu \cdot F_N = F_\zeta = (F_1 - F_2)$$

$$921,58 = 0,3.F_N$$

$$F_N = 3071,9 \text{ N}$$

$$F_{Nk} = 614,38 \text{ N Kayış başına düşen kuvvet}$$

$$F_{1y} = F_1 \cdot \sin\alpha$$

$$F_{1y} = 1993,2 \cdot \sin 30,66$$

$$F_{1y} = 1016,42 \text{ N Eksantrik mil hesabı için gerekli olan } F_{1y} \text{ kuvveti.}$$

$$F_{1x} = F_1 \cdot \cos\alpha$$

$$F_{1x} = 1993,2 \cdot \cos 30,66$$

$$F_{1x} = 1714,57 \text{ N}$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos\alpha$$

$$F_{2x} = 1071,6 \cdot \cos 30,66$$

$$F_{2x} = 921,80 \text{ N}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin\alpha$$

$$F_{2y} = 1071,6 \cdot \sin 30,66$$

$$F_{2y} = 546,45 \text{ N}$$

### 5.2.3.3.9 Debriyaj-Fren Sistemi

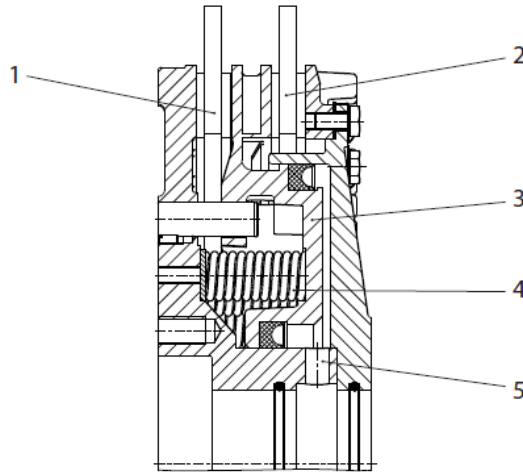
Eksantrik preslerin ana elemanlarından bir diğeri de debriyaj fren sistemleridir. Debriyaj bir diğeri adıyla kavrama, motor ve volanın torkunu eksantrik miline veya volan miline

iletmek amacıyla tasarlanmış sistemlerdir. Üst zimba tutucu blok ve eksantrik mili ani bir şekilde durmasını sağlayan sistem ise fren sistemidir.

Tasarımını gerçekleştirdiğimiz eksantrik presde pnömatik tek disk kavrama ve fren sistemi kullanılmıştır. Pnömatik kavrama ve fren sisteminin kullanılmasının nedenleri arasında emniyet valfleri ve pnömatik kontrol sistemlerinin maliyetlerinin uygun olması ve tasarımını gerçekleştirdiğimiz presin ihtiyaçlarını karşılıyor olmasıdır. Pnömatik kavramalar basınçlı hava ile devreye giren ve büyük momentleri aktarmak amacıyla yapılmış bir kavramadır. Tasarımı gerçekleştirilen presin çalışması esnasında nadir duruyor olması pnömatik kavramaların sınırlı anahtarlama frekansı gibi bir dezavantajını ortadan kaldırmaktadır. Ayrıca tasarımı gerçekleştirilen presin az duruyor olması kavrama ve frende aşınmaların önüne geçerek bakım maliyetlerinin düşmesini sağlar ve ek olarak soğutma amacıyla başka sistemlerin kullanılmasına engel olur.

Pnömatik kavrama da frenleme sisteminin çalışma prensibi şu şekildedir. 4 numaralı basınç yayları silindir içerisindeki 3 numaralı pistonu karşı basınç uygular. Bu nedenle 2 numaralı fren plakası tarafından durdurma plakasına karşı baskı uygulanır. Böylece frenleme hareketi gerçekleşmiş olur (Şekil 5.45) [87].

Pnömatik debriyajın kavrama (birbirine geçme) sisteminin çalışma prensibi şu şekildedir. Pistona, 5 numaralı hava girişi yoluyla basınçlı hava uygulanır. Bunun sonucunda 2 numaralı fren plakası serbest kalır ve 1 numaralı debriyaj plakasının volan ile birbirine geçmesine neden olur (Şekil 5.45) [87].

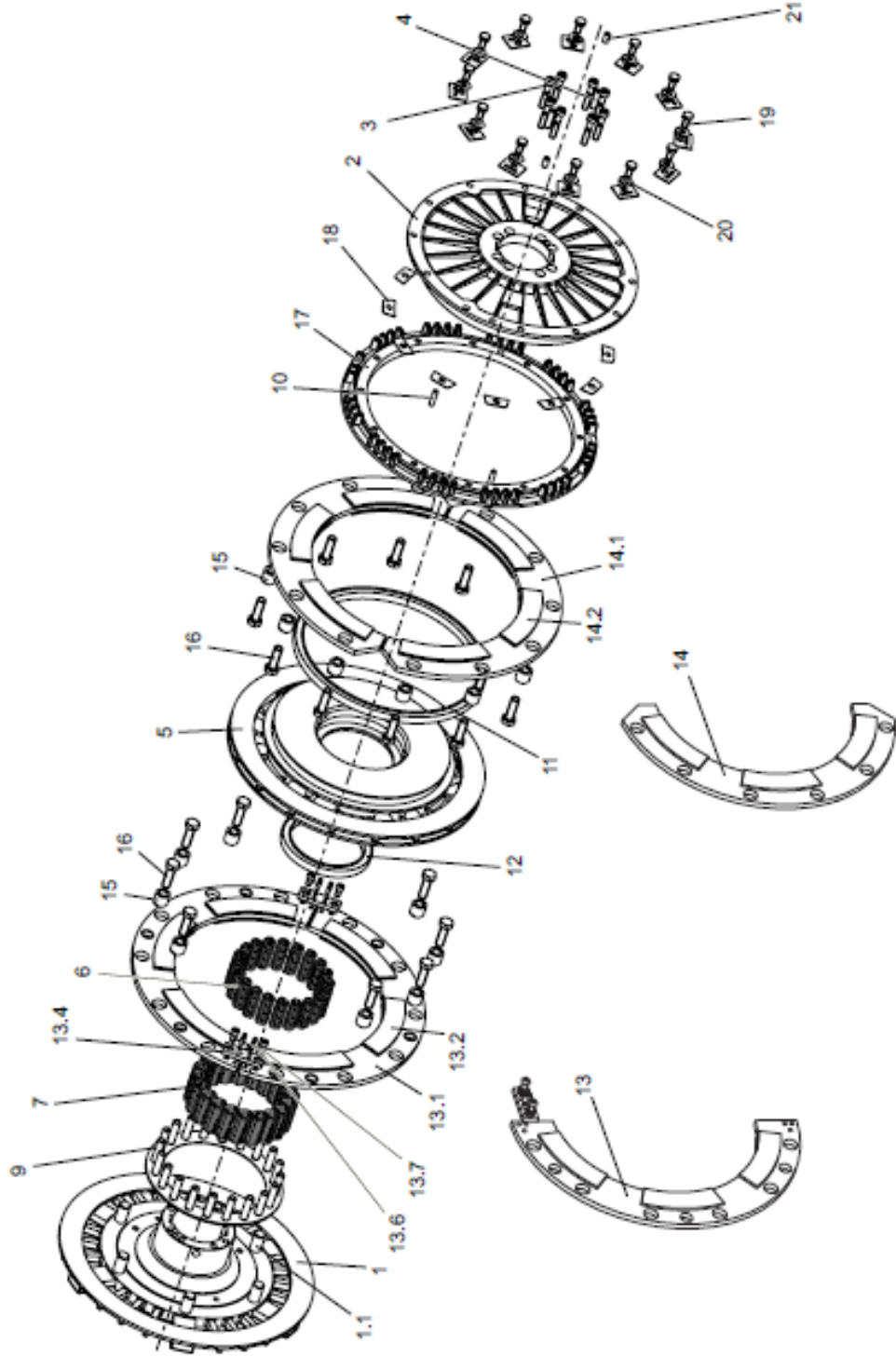


Şekil 5.45: Pnömatik debriyaj-fren sistemi [87].



### 5.2.3.3.10 Debriyaj-Fren Sisteminin Parçaları

Debriyaj-fren sistemi birçok parçadan oluşmaktadır. Bu kısımda bu parçaların debriyaj-fren sistemi montajındaki yerine ve görüntüsüne yer verilmiştir (Şekil 5.46). Ayrıca bu parçaların özelliklerinden bahsedilmiştir.



Şekil 5.46: Pnömatik debriyaj-fren sistemi montajı [87].

1 Bağlantı Göbeği	13.2 Debriyaj Balatası
1.1 Başlıksız Cıvata	13.4 Tespit Köprüsü
2 Tambur	13.6 Gerilme Manşonu
3 Cıvata	13.7 Cıvata
4 Merkezleme Pimi	14 Fren Plakası
5 Piston	14.1 Fren Plakasının Ana Parçası
6 Yay	14.2 Fren Balatası
7 Yay	15 Silindirik Manşon
9 Yay Bağlantı Plakası	16 Altı Köşeli Cıvata
10 Gerilme Manşonu (Yarıklı Pim)	17 Durdurma Plakası
11 Oluklu Halka	18 İzole Edilmiş Disk
12 Oluklu Halka	19 Altı Köşeli Cıvata
13 Debriyaj Plakası	20 Kilit Pulu
13.1 Debriyaj Plakasının Ana Parçası	21 Gerilme Manşonu

1 Bağlantı Göbeği: Debriyaj-fren sisteminin eksantrik mile kama vasıtasıyla bağlantısının gerçekleşmesini sağlayan parçadır. Bu parça üzerinde sisteme hava girişini sağlayan eleman bulunmaktadır.

1.1 Başlıksız Cıvata: Bağlantı göbeğinin, piston ile montajının gerçekleşmesini sağlar. Başlıksız civataların oluşturduğu bağlantı sayesinde debriyaj plakası ve fren plakası birbirinden ayrılır.

2 Tambur: Debriyaj plakası, fren plakası, yaylar ve debriyaj-fren sistemi içerisindeki diğer elemanları bir arada tutmayı sağlayan kapak görevi görür.

3 Cıvata: 3 numara ile numaralandırılmış olan civatalar bağlantı göbeği ve tamburun birbiriyle montajını sağlar.

4 Merkezleme Pimi: 3 numara ile numaralandırılmış olan civataların yerlerinin doğru olarak tespit edilmesi ve bağlantı göbeği ile tamburun doğru bir şekilde montajının yapılmasını sağlar.

5 Piston: Debriyaj plakası ve fren plakasını birbirinden pistonla ayrılır. 6 numaralı basınç yayları pistona basınç uygular. Piston ise frenleme plakasına basınç uygulayarak frenleme plakasının durdurma plakasına basınç uygulamasını sağlar. Frenleme bu şekilde gerçekleşir [87].

6 Yay: 6 numara ile gösterilen yaylar pistona basınç uygularlar ve frenleme işleminde baskının fren plakasına iletilmesini sağlarlar. Frenlemenin bitişinde sistemin tekrar eski haline gelmesini sağlarlar. Sistem eski haline geldiğinde kavrama plakası tarafından yaylara baskı uygulanır ve kavrama plakasının volanla birbirine geçmesi gerçekleşir. Kavrama işlemi bittiğinde ise yaylar debriyaj plakasını geri ittirerek kavrama işlemini sona erdirirler [87].

7 Yay: 7 numara ile gösterilen yaylar ve 6 numara ile gösterilen yaylar iç içe kullanılarak istenilen yay elastisitesi elde edilir.

9 Yay Bağlantı Plakası: 6 ve 7 numarada bulunan yayların debriyaj-fren sistemine montajı yay bağlantı plakası tarafından gerçekleştirilir. Yay bağlantı plakası 6 ve 7 numarada bahsedilen yayları bir arada tutar ve çalışmasını sağlar.

10 Gerilme Manşonu (Yarıklı Pim): Bileşenlerin montajının sabitlenmesi ve çeşitli yönlerde kaymasını engellemek için yarıklı pim kullanılmıştır.

11 Oluklu Halka: 11 numaralı oluklu halka yardımıyla fren plakası ve pistonun birbirine daha hassas bir biçimde montajı gerçekleştirilir.

12 Oluklu Halka: 12 numaralı oluklu halka yardımıyla debriyaj plakası ve pistonun hassas bir biçimde montajı gerçekleştirilir.

13 Debriyaj Plakası: Debriyaj-fren sisteminde kavrama işiyle ilgili elemanlar debriyaj plakası üzerinde bulunmaktadır. Debriyaj plakasının ana parçası iki adet debriyaj plakasının birbirine montajının gerçekleşmesiyle oluşmaktadır. Debriyaj plakalarının birbirine montajı tespit köprüsü, civatalar ve gerilme manşonuyla gerçekleştirilmektedir. Debriyaj plakası üzerinde kavrama işleminde direkt olarak rol oynayan debriyaj balataları bulunmaktadır. Debriyaj balataları volan yüzeyi ile birbirine geçerek presin hareket

etmesini sağlar. Debriyaj balataları sürtünme katsayısı ve aşınma direnci yüksek malzemelerden imal edilmektedir. Debriyaj balatalarının imal edildiği malzemeler genel olarak cam elyafının, reçine ile karıştırılması, preslenmesi ve pişirilmesi sonucu elde edilen kompozit malzemelerdir. Ayrıca sinter bronz malzemelerde debriyaj balatalarında yaygın olarak kullanılmaktadır [44, 87].

14 Fren Plakası: Debriyaj-fren sisteminde frenleme işiyle ilgili elemanlar fren plakası üzerinde bulunmaktadır. Fren plakasının ana parçası iki adet fren plakası tarafından oluşturulmaktadır. Fren plakasının üzerinde fren balataları bulunmaktadır. Fren balataları tarafından durdurma plakasına baskı uygulanır ve bu şekilde frenleme işlemi gerçekleşir. Fren balatalarında sürtünme katsayısı ve aşınma direnci yüksektir. Ayrıca fren balatalarında kullanılan malzemelerin devreye girme sırasında oluşan sıcaklıklardan etkilenmemesi beklenir. Fren balataları ve debriyaj balataları kullanılan malzemeler ve çalışma şekilleri açısından birbirine benzerlik gösterirler [44, 87].

15 Silindirik Manşon: Radyal kuvvetleri almak ve aktarmak için silindirik manşon kullanılmıştır.

16 Altı Köşeli Cıvata: Debriyaj plakasını, bağlantı göbeğine montajlamak amacıyla kullanılmıştır.

17 Durdurma Plakası: Fren balataları tarafından durdurma plakasına baskı uygulanır. Durdurma plakasına uygulanan baskı sonucu frenleme işi gerçekleşir. Durdurma plakası aşınma direnci ve sürtünme katsayısı yüksek malzemelerden oluşur. Aynı zamanda durdurma plakasının sürtünme sırasında açığa çıkan ısıdan etkilenmeyen ısı iletimi yüksek bir malzemeden imal edilmiş olması istenmektedir. Durdurma plakalarının üzerinde yukarıdaki montaj resminde olduğu gibi kanatçıklar bulunur. Bu kanatçıkların olmasının temel amacı yüzey alanını arttırarak ısı transferini arttırmaktır [44, 87].

18 İzole Edilmiş Disk: Durdurma plakası ile sistemi bir arada tutma görevi gören tambur arasına izole edilmiş diskler yerleştirilmiştir.

19 Altı Köşeli Cıvata: Tambur kısmının montajını gerçekleştirmek için kullanılmıştır.

20 Kilit Pulu: 19 numara ile belirtilen civataların titreşim sonucu çözülmesini önlemek amacıyla kilit pulu kullanılmıştır.

21 Gerilme Manşonu (Yarıklı Pim): Tamburun montajının sabitlenmesi ve farklı yönlerde kaymasını engellemek için yarıklı pim kullanılmıştır.

#### **5.2.3.3.11 Debriyaj-Fren Sisteminin Yardımcı Elemanları**

Kullanılan debriyaj-fren sistemi çeşidine göre bu sistemi destekleyici elemanlar bulunmaktadır. Bu projede havalı kavrama-fren sistemi kullanılması tercih edilmiştir. Havalı kavrama-fren sisteminin çalışabilmesi için pres emniyet valfi ve valfi açıp kapatarak hava girişini sağlayan selenoid bobin, debriyaj-fren sistemi içerisine hava girişini sağlayan döner bileşenler ve hava basıncındaki düşüklükleri tolere etmek amacıyla hava tankı kullanılır. Ayrıca filtre, regülatör, yağlayıcı ve basınç sensörleride yardımcı elemanlar arasında sayılır.

##### **5.2.3.3.11.1 Filtre, Regülatör ve Yağlayıcı**

Kompresörden gelen havanın makinede kullanılmadan önce hazırlanması filtre, regülatör ve yağlayıcı sistemler tarafından gerçekleşir. Bu sistemlere genel olarak şartlandırıcı adı verilmektedir.



**Şekil 5.47:** Filtre, regülatör ve yağlayıcı sistemi [88].

İlk olarak sisteme kompresörden gelen havaya filtreleme işlemi uygulanır. İlk filtrelemede havanın içindeki katı cisimler (toz parçacıkları) filtre elemanı üzerinde tutulur [89].

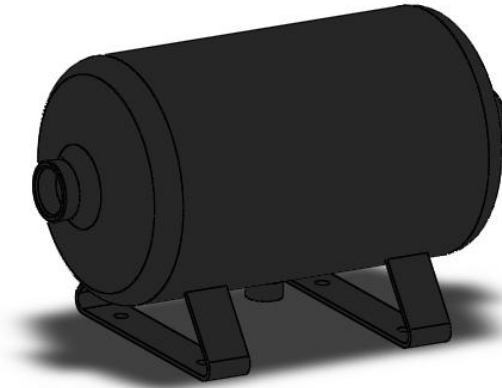
İkinci filtreleme işleminde havanın içindeki nem havanın geçişi esnasında bir dönme hareketine tabii tutuluyor. Dönme esnasında merkezkaç kuvveti ile havadan daha ağır olan su filtreleme işleminin yapıldığı kavanozun çeperlerine yapışması sağlanıyor. Daha sonra su damlacıklar halinde süzülerek bir hortum vasıtasıyla dışarıya atılmış olur. Böylece pnömatik sistemler için çok zararlı olan suyun sisteme gitmesi engellenir [89].

Basınç regülatörü tarafından ise kompresörden gelen hava sabit kalmasını istediğimiz basınç değerine düşürülür ve havanın sürekli olarak aynı basınç değerinde verilmesi sağlanır.

Yağlayıcı tarafından ise pnömatik sistemin yağlanması gerçekleştirilir. Bu işlem havanın içine bu kısımda çok az miktarda yağ katılarak yapılır. Pnömatik sistemler sürekli hareket halinde olduğu için aşınmayı engellemek ve rahat hareketi sağlamak için yağlama yapılmaktadır. Ancak sisteme fazla yağ gönderilmesi hiç yağ göndermemek kadar olumsuz etki yapar. Fazla yağ gönderildiğinde hortumların içi yağ dolar ve sistemden yağ sızmaları başlar [89].

#### **5.2.3.3.11.2 Hava Tankı**

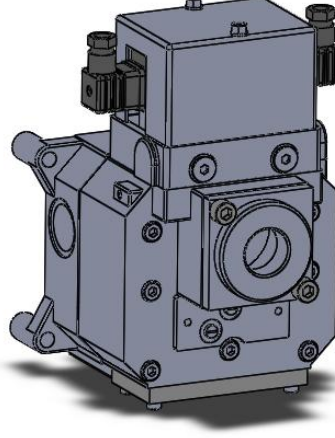
Havalı kavrama-fren sistemine giden havadaki basınç dalgalanmalarını en aza indirmek ve anlık basınç düşüklüklerini tolere etmek amacıyla kullanılır.



**Şekil 5.48:** Hava tankı.

### 5.2.3.3.11.3 Pres Emniyet Valfi ve Selenoid Bobin

Hava kavramalı preslerde kavramanın gerçekleşmesi ve üst bloğun hareket etmesi kavrama grubuna gönderilen basınçlı hava etkisiyle gerçekleşmektedir. Kavrama sistemine gönderilen yüksek basınçlı hava pres emniyet valfleri ile yönlendirilmektedir.



**Şekil 5.49:** Pres emniyet valfi ve selenoid bobin [90].

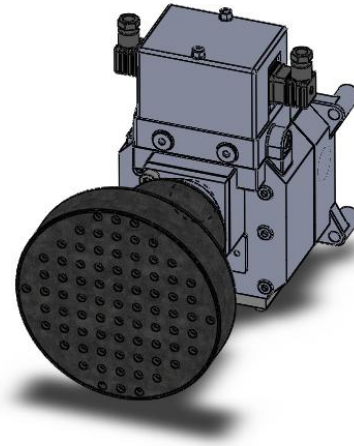
Pres emniyet valfi üzerinde bir adet hava girişi, iki adet hava çıkışı bulunmaktadır. Pres emniyet valfine giren hava presin çalışması esnasında birinci çıkıştan havalı kavrama sistemine iletilecektir. Ancak pres üretilen ürün ile ilgili oluşan bir hata veya başka bir nedenle duracak olursa basınçlı hava valf egzozu olarak adlandırılan ikinci çıkışa yönlendirilerek dışarı verilecek ve kavrama grubunun harekete geçmesi engellenmiş olacaktır. Basınçlı havanın pres emniyet valfi içerisinde yönlendirilmesini sağlayan pistoncuklar bulunur.

Bu pistoncuklar selenoid bobinler tarafından kontrol edilmektedir. Selenoid bobinleri, farklı gerilimlerde doğru veya alternatif akımda çalışacak şekilde çeşitli olarak yapılırlar. Selenoid bobin basit bir silindirik sargıdır ve bu sargıya elektrik akımı verildiğinde elektrikli bir mıknatıs gibi çalışırlar.

Bahsedilen pistoncuklar birbirinden bağımsız fakat senkronize bir şekilde çalışır ve her çevrimde birbirinin hareketlerini kontrol ederler. İki adet selenoid bobin tarafından pistoncukların kontrolünün sağlanması EN692 (hava kavramalı mekanik preslerdeki emniyet şartnamesi) gereği zorunludur. Valf üzerinde bulunan bobinlerden biri istem dışı olarak enerjilense dahi diğer bobine enerji aktarılmadığı için hava tankından gelen hava

valf egzozundan dışarı verilerek kavrama grubuna istem dışı iletimi engellenir. Yine aynı emniyet işletme havasındaki istenmeyen partiküller veya yoğun titreşim sonucu, valf içindeki pistoncukların bobin enerjilenmeden yer değiştirmesi durumunda oluşabilecek istem dışı hava iletiminde engellemektedir [91].

Egzoz çıkışında hava tahliyesi esnasında oluşan sesi engellemek amacıyla susturucu kullanılır.



Şekil 5.50: Pres emniyet valfi, selenoid bobin ve susturucu [90].

#### 5.2.3.3.11.4 Debriyaj-Fren Sistemine Hava Girişi Sağlayan Döner Bileşenler

Döner bileşenler sabit bir parçadan hareketli bir parça olan debriyaj-fren sistemine basınçlı havayı sürmektedir. Bilyalı rulmanlar gövde ve rotoru eş merkezli tutmaktadır. Hava kaçağını önlemek için bir sızdırmazlık keçesi ile monte edilirler.

#### 5.2.3.3.12 Debriyaj-Fren Sistemi Hesapları

$$d_{\text{volan}} = 0,79 \text{ m} \quad r_{\text{volan}} = \frac{d_{\text{volan}}}{2} = \frac{0,79}{2} = 0,395$$

$$F_{\text{pm}} = 40 \text{ ton} = 40000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 392400 \text{ N}$$

$$5 \text{ mm} = h = r_{\text{volan}} \cdot (1 - \cos \alpha)$$

$$0,005 = 0,395 \cdot (1 - \cos \alpha)$$

$$0,005 = 0,395 - 0,395 \cdot \cos \alpha$$

$$0,39 = 0,395 \cdot \cos \alpha$$

$$\cos \alpha = 0,987$$

$$\alpha = 9,25^\circ$$



$$F_{pm} = \frac{2 \cdot M}{d_{volan} \cdot \sin \alpha} = 392400$$

$$392400 = \frac{2 \cdot M}{0,79 \cdot 0,161}$$

$$M = 24954,7 \text{ Nm}$$

Pnömatik kavramada %6'lık kayıp olduğu kabul edilir [37].

$$Mg = M \cdot 1,06 = 24954,7 \cdot 1,06$$

$$Mg = 26451,9 \text{ Nm}$$

$$\text{Motor için öngörülen devir;} \quad n_{motor} = 1500 \text{ d/d}$$

$$\text{Volanın normal devri;} \quad n_{volan} = 140 \text{ d/d} \quad W_{vo} = 14,66 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Volanın işlem sonrası devri;} \quad n_{volaniş} = 140 \cdot 0,85 = 120 \text{ d/d} \quad W_{volaniş} = 12,57 \text{ s}^{-1}$$

Hesaplamalarda işlem esnasında %15'lik yavaşlama dikkate alınmıştır.

$$\text{Sistemdeki eksantrik milin devri;} \quad n_{eksantrik} = 120 \text{ d/d} \quad W_{eksantrik} = 12,57 \text{ s}^{-1}$$

$$\text{Sistemin başlangıçtaki enerjisi;} \quad E_0 = \frac{1}{2} I_v \cdot W_{v0}^2$$

$$\text{Sistemin işlem sonundaki enerjisi;} \quad E_1 = \frac{1}{2} I_v \cdot W_{v1}^2$$

$$\text{Harcanan enerji;} \quad E_H = E_0 - E_1 = \frac{1}{2} I_v \cdot (W_{v0}^2 - W_{v1}^2)$$

Gerçekleştirilen araştırmalar, işlemin  $2\pi$ 'lik döngünün  $\frac{\pi}{6}$ 'lık bölümünde momente ihtiyaç duyduğunu belirtmiştir. Bu durumda harcanan enerji;

$$E_H = Mg \cdot \frac{\pi}{6} = 26451,9 \times \frac{\pi}{6}$$

$$E_H = 13850,2 \text{ Nm}$$

Birinci denklemden:

$$13850,2 = \frac{1}{2} I_v \cdot (14,66^2 - 12,57^2)$$

$$13850,2 = \frac{1}{2} I_v \cdot 56,91$$

$$13850,2 = 28,46 \cdot I_v$$

$$I_v = 486,7 \text{ kg.m}^2$$

Tasarımda  $I_v = 500 \text{ kg.m}^2$  olan volan kullanıldı.

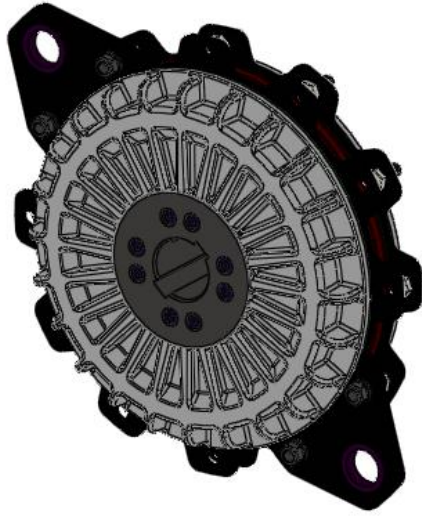
Volana gelen moment:

$$M_{\text{volan}} = Mg \cdot n_{\text{eksantrik}} / n_{\text{volaniş}} = 26451,9 \cdot \frac{120}{120} = 26451,9 \text{ Nm}$$

Kavrama seçimi:

ORTLINGHAUS Kavrama kataloğundan

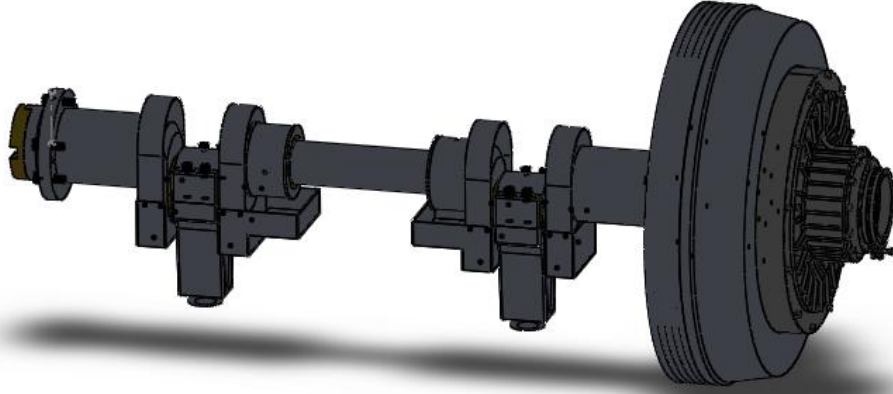
$M_{\text{debriyaj}} = 29000 \text{ Nm}$  olan 0-420-149-90-301 nolu havalı/kavrama fren seçildi.



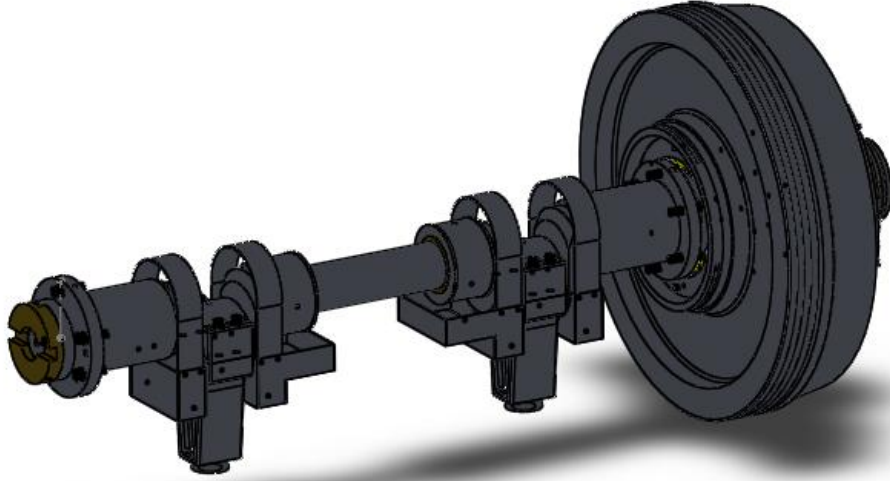
**Şekil 5.51:** 0-420-149-90-301 nolu havalı/kavrama fren sistemi [92].

#### 5.2.3.4 Eksantrik Mil

Eksantrik mil, volandan aldığı dairesel hareketi doğrusal harekete çevirerek bu şekilde iş yapılmasını sağlayan eksantrik presin en önemli parçalarından biridir. Eksantrik milin üzerinde volan, debriyaj-fren sistemi, yağlama elemanları, biyel kolları ve biyel kolları vasıtasıyla bağlanan üst zimba tutucu blok yer almaktadır. Eksantrik milin eksenleri arasındaki kaçıklığın iki katı strok boyunu oluşturmaktadır [46, 47].

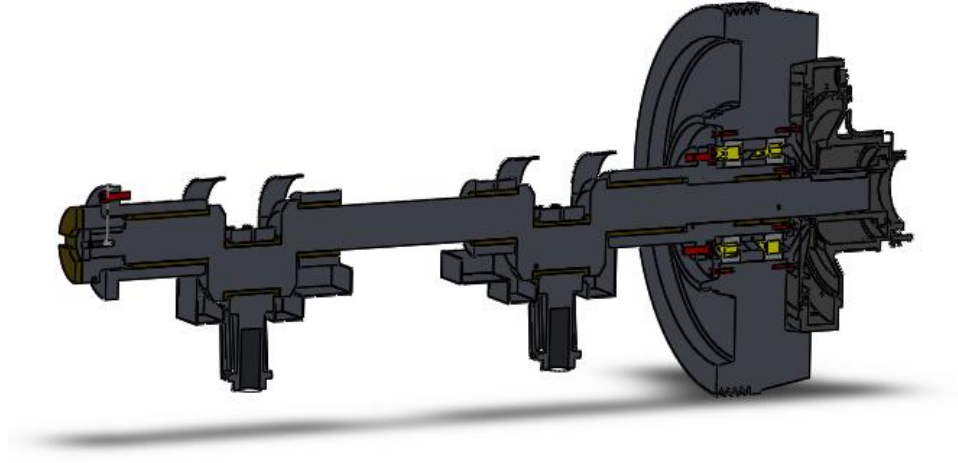


**Şekil 5.52:** Eksantrik milin montaj işlemi gerçekleştirilmiş hali (1).



**Şekil 5.53:** Eksantrik milin montaj işlemi gerçekleştirilmiş hali (2).

Eksantrik milin gövdeye montajı pres yan gövdelerine ve pres üst gövdesine olmak üzere dört noktadan gerçekleştirilmektedir. Eksantrik milin gövdeye montajı radyal kaymalı yataklar için iyi bir örnektir. Bu projede radyal kaymalı yatakların kullanılmasının sebepleri darbeye ve titreşime karşı dayanım, sessiz çalışma ve uzun ömür gibi avantajlar sağlamasıdır.



**Şekil 5.54:** Eksantrik milin montaj işlemi gerçekleştirilmiş halinin kesit görünümü.

Eksantrik milin yataklanmasında yüksek kalaylı bronz malzeme olan CuSn8P'den imal edilmiş burçlar kullanılmaktadır. Bu malzemenin sertliği diğer bronz malzeme çeşitlerine göre yüksektir. Ayrıca CuSn8P malzemeler basınç altında çalışmaya elverişlidir. Eksantrik milin imalatının gerçekleştirildiği malzeme ise 4140 ıslah çeliğidir. Milin yataklanmasında kullanılan malzemede olması istenen özellikler şunlardır;

- İyi bir ıslanma yeteneğine sahip olmalıdır [93].
- İyi bir basma ve aşınma mukavemetine sahip olmalıdır [93].
- Yatak malzemeleri zarf yüzeyine çok iyi bir adeziv bağ ile bağlanabilmelidir [93].
- Sıcaklık artışıyla birlikte sertliğini kaybetmemelidir [93].
- Mil malzemesi ile eş çalışma özelliği, yani yağsız çalışma durumlarında (ilk harekette ve yağın ani olarak kesilmesi durumunda) mil malzemesine kaynamamalıdır [93].
- Düşük bir ısıl genleşme katsayısına sahip olmalıdır [93].
- Korozif etkilere karşı dayanıklı olması gerekmektedir [93].

#### **5.2.3.4.1 Eksantrik Milin Yağlama İşlemi**

Malzemesi 4140 ıslah çeliği olan eksantrik mil ve CuSn8P malzemedan yapılmış burçların arasındaki sürtünme ve aşınmayı azaltmak amacıyla yağlama yapılmalıdır. Eksantrik milin yağlanmasında SAE 30 yağ kullanılmaktadır. Bu yağ radyal kaymalı yataklanmanın yapıldığı kısma bir pompa yardımıyla sevk edilmektedir ve bu işlem belirli aralıklarla otomatik olarak kendini tekrar etmektedir. Yüksek kalaylı bronz malzemedan yapılmış burçların üzerinde yağın eksantrik mil ve bronz yataklar arasında dağılmasını sağlayan kanallar vardır. Bu kanallar vasıtasıyla dağılan yağ eksantrik mil ve bronz malzemedan

yapılmış burçlar arasında bir film oluşturur. Bu projede bahsedilen yağlama sistemi ve yataklama hidrostatik radyal yataklara bir örnektir.

Hidrostatik yatakların avantajları;

- Presin durması durumunda dahi yüzeyler arasında yükü taşıyan bir yağ filmi bulunmaktadır [94].
- Sürekli yağ sirkülasyonu olması yatakda ısı artışını önler [94].
- Yağ filmi kalınlığı büyüktür. Böylece yüzeylerin çok hassas bir şekilde işlenmesi gerekmez [94].
- Sistem içinde dolaşan yağ filtreden geçirilmektedir. Bu nedenle sisteme toz veya aşındırıcıların girmesi mümkün olmamaktadır [94].

Hidrostatik yatakların dezavantajları ise basınçlı bir yağ ünitesine ihtiyaç duyması nedeniyle maliyeti biraz fazladır [94].

Hidrostatik radyal yataklara gönderilen yağ belirli bir süre sonra eksantrik mil ve yatağın olduğu kısımdan yer çekimi etkisiyle aşağı akacaktır. Bu nedenle akacak yağı tutmak için görsellerde görüldüğü gibi sac tavalar yapılmıştır. Bu şekilde yağın sac tavalarda tutulması ve sac tavalardan kızaklara iletilip kızaklarında yağlanması sağlanmıştır.

#### 5.2.3.4.2 Kaymalı Yataklar

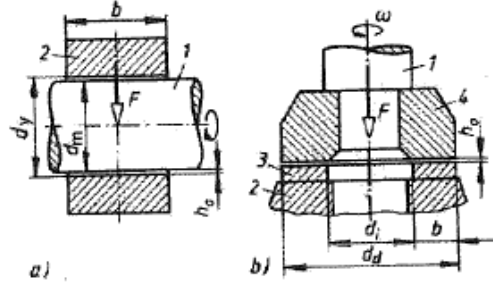
Kaymalı yataklar, kayma sürtünmesi prensibine göre çalışan destekleyici elemanlardır. Elemanlar birbiri üzerinde yüzey teması içinde hareket ederler. Bu yataklarda sürtünme sonucunda oluşacak kayıpların azaltılması sonucunda, iyi bir verimle hareket sürdürülür [50].



a) Kuru sürtünme b) Sıvı sürtünme c) Karışık sürtünme 1. Hareketli yüzey, 2. Sabit yüzey, 3. Ara yüzey, 4. Hareket yönü, 5. Yük.

Şekil 5.55: Sürtünme türleri [50].

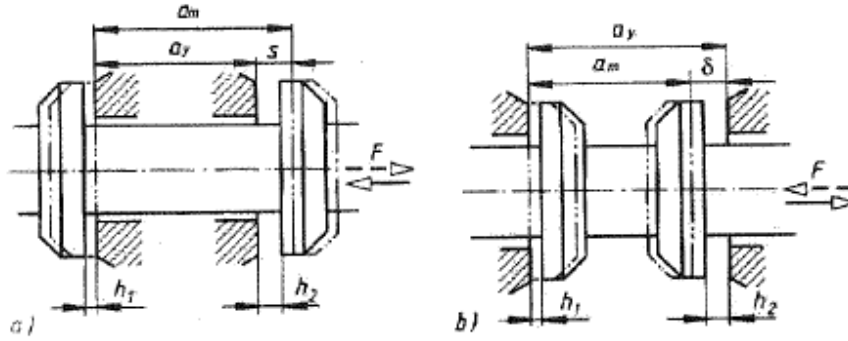
Yatakların taşıdığı yüke göre radyal ve aksenal kaymalı yataklara tesir eden kuvvet ve yatak ölçüleri Şekil 5.56'da verilmektedir.



a) Radyal kaymalı yataka, b) Eksenel kaymalı yatak, 1- Mil, 2- Yatak, 3-Eksenel yatak, 4-Dönen halka,  $h_0$  – En küçük aralıkta yağ filmi kalınlığı,  $d_m$  – Mil çapı,  $d_y$  – Yatak çapı,  $b$  – Taşıyıcı yatak genişliği,  $d_i$  – İç çap,  $d_d$  – Dış çap,  $\omega$  – Açısal hız

**Şekil 5.56:** Kaymalı yataklar [50].

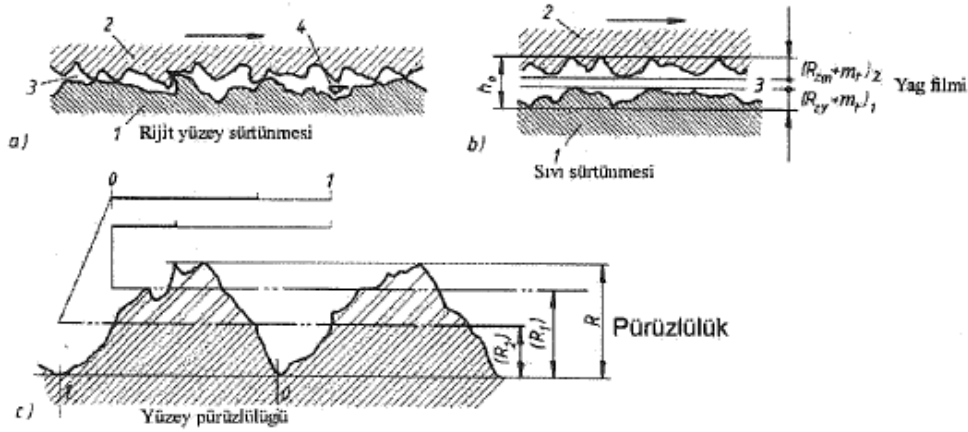
Kaymalı yatakların aynı anda hem radyal hem de eksenel yüke maruz kaldıklarında, yataklanan elemanın eksenel yer değiştirmesi engellenmektedir (Şekil 5.57) [50].



a) İçten iki kenarından kuşatılmış rijit kayma yüzeyleri, b) Dıştan iki kenarından kuşatılmış rijit kayma yüzeyleri,  $a_m$  - Dönen kayma yüzeylerin açıklığı,  $a_y$  - Sabit yüzeylerin açıklığı,  $s=h_1+h_2$  - Yatak boşluğu

**Şekil 5.57:** Eksenel yataкта şematik yatak oynaması [50].

Kaymalı yatak yüzeyleri mikroskop vasıtasıyla incelendiğinde yüzeylerin tamamen düz olmayıp uygulanan yüzey işleme yöntemlerine göre Şekil 5.58’de olduğu gibi pürüzlü bir yüzeye sahiptir. Yatak burcunda ve muyludaki pürüzlerin derinliği yatak aşınmasını olumlu ve olumsuz yönde etkileyebilmektedir. Yatak burcu ve muyludaki pürüzlerin derinliğinin yüksek olması aşınmayı artırır. Bunun için yatak malzemesine ve kullanılacak alana bağlı olarak yatak yüzey işlemleri doğru seçilmeli ve yağlama işlemi yapılırken bu bölgelerde kullanılan malzeme özellikleri, yüzey işleme kalitesi göz önünde bulundurularak uygun yağ seçimi gerçekleştirilmelidir [50].



1 - Yatak, 2 - Mil, 3 - Kayma hacmi, 4 - Aşınma,  $R_{zm}$  - Mildeki pürüzlülük;  $R_{zy}$  - Yataktaki pürüzlülük;  $m_1$  - 0 pürüzlülük kopması;  $(R_{zm} + m_1)_2$  - Milde pürüzlülük derinliği;  $(R_{zy} + m_1)_1$  - Yataktaki pürüzlülük derinliği;  $(R_1)$ ,  $(R_2)$  Kopan pürüzler

**Şekil 5.58:** Kaymalı yatak yüzey pürüzlülüğü [50].

#### 5.2.3.4.2.1 Kaymalı Yatakların Avantajları

Kaymalı yataklar radyal, aksenal ve kombine yükleri taşımak amacıyla birbirinden farklı konstrüksiyonlarda imal edilebilmektedir. Yuvarlanmalı yataklardan daha sessiz çalışmaları, titreşimleri sönmlemeleri, parçalı olarak imalatlarının gerçekleştirilebilmesi, radyal olarak az yer kaplamaları, kolay bir şekilde imal edilmeleri, uygun şekilde yağlama yapıldığında uzun ömürlü olması, toz metalurjisi ile üretilen sinterlenmiş yatakların çok az emdirilmiş yağ ile çalışabilmeleri ve büyük yükler taşıyabilmeleri kaymalı yatakların avantajları arasında gösterilebilir [50].

#### 5.2.3.4.2.2 Kaymalı Yatakların Malzemeleri

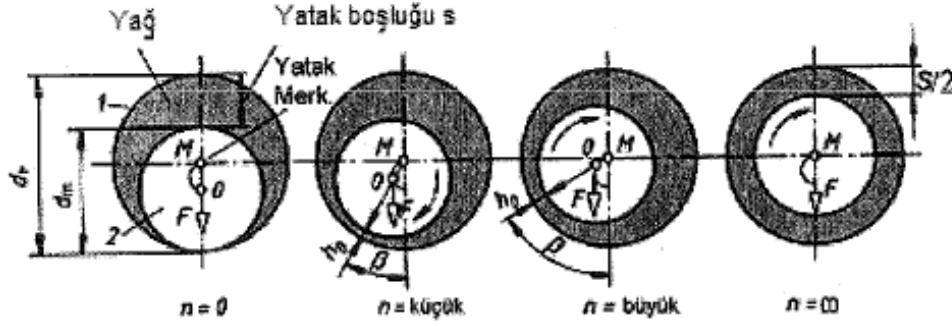
Kaymalı yataklar birlikte çalıştıkları elemanlara göre daha yumuşak malzemelerden veya alaşımlardan seçilmektedir. Böylece yataklık yaptıkları elemanların aşınması en aza indirildiği gibi bu elemanlardan kopan talaş ve çapakların absorbe edilmesini sağlarlar. Bu nedenle bronz, beyaz metal, çinko, alüminyum, ahşap, plastik, kauçuk vb. malzeme ve alaşımlarından imal edilirler [50].

#### 5.2.3.4.2.3 Radyal Kaymalı Yataklar

Radyal kaymalı yataklarda yatak sabit mil hareketli veya yatak hareketli mil sabit haldedir. Yatak harekete geçerken kayma teşekkül etmekte ve mil merkezi (O) ile yatak merkezi (M) arasında statik durumda mevcut olan maksimum eksantriklik azalmakta ve devir sayısı  $n = \infty$  olunca adeta çakışmaktadır. Bu durumda çevre boyunca yatak boşluğu aralığı  $s/2$  değerindedir. Buna göre:

$$s = d_y - d_m$$

Dönme devri  $n = 0$  değerinde, yatağın  $b$  genişliği boyunca metal metale temas ettiğinden kuru sürtünme gerçekleşir. Mil dönmeye başladığı zaman çevre hızının büyüklüğü ile ilişkili olarak yağ o kadar hızlı bir biçimde yatak boşluğunu doldurur ki hidrodinamik basınç hızlı bir şekilde oluşarak mil yatak içinde yüzmeye başlar (Şekil 5.59) [50].



1.Mil, 2. Yatak, s - Yatak boşluğu, F - Yatak kuvveti,  $d_m$  - Mil çapı,  $d_y$  - Yatak çapı

**Şekil 5.59:** Yatak sabit ve mil hareketli radyal kaymalı yatak [50].

Hareketin belli bir devrinde karışık sürtünme başlar. Karışık sürtünme başladıktan sonra sürtünme kademeli olarak azalır.  $h_0 \geq h_{0EM}$  olduğunda sıvı sürtünme başlar. Mil sabit bir konumda dönerken eksantriklik  $e = \frac{s}{2} - h_0$  olur.

Mil devri arttığında mil merkezi O ile yatak merkezi M arasındaki yarım daire küçülerek merkezler birbirine yaklaşmaktadır. Eksantriklik bu durumda çok küçülür ve  $n = \infty$ 'da yatak merkezi ile mil merkezi çakışarak açıklık  $h_0 = s/2$  olur [50].

#### 5.2.3.4.2.4 Radyal Kaymalı Yataklarda Basınç Dağılımı

Radyal yataklara etki eden kuvvetin etkisi ile konstrüksiyonlarına bağlı olarak eksen boyunca yatak değişken gerilmeler altında kalmaktadır (Şekil 5.60).

Kaymalı yataklarda radyal bir yatağın taşıyacağı yatak yükünü hesaplamak için bazı değişkenleri belirlemek gerekmektedir. Buna göre kaymalı yatak büyüklükleri:

$$\Psi = \frac{s}{d_y} = \frac{d_y - d_m}{d_y} \approx \frac{d_y - d_m}{d_m}$$

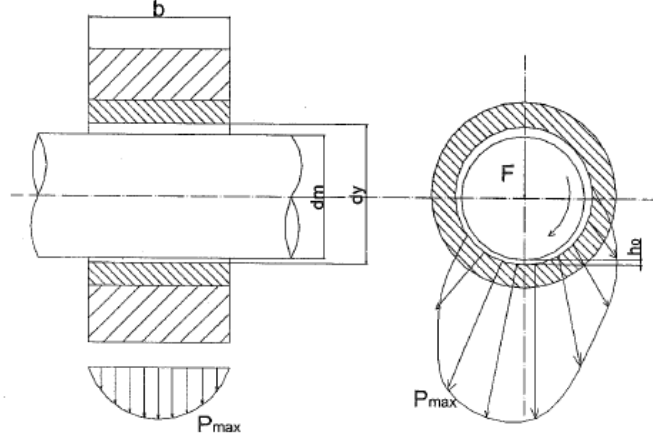
$$\frac{b}{d_y} = 0,2 \dots 1 \dots 1,5$$



$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$\eta = \nu \cdot \frac{\gamma}{g}$$

$$P_{or} = \frac{F}{b \cdot d_y} \leq P_{em}$$



**Şekil 5.60:** Radyal kaymalı yataklarda yüzey basınç gerilmesi [50].

Büyük  $F$  yükleri ve küçük  $n$  hızlarındaki işletme koşullarında relatif yatak boşluğu  $\Psi_B = 0,5 \cdot 10^{-3}$ , küçük  $F$  yükleri ve büyük  $n$  hızlarındaki işletme koşullarında relatif yatak boşluğu  $\Psi_B = 3 \cdot 10^{-3}$ , mil çevre hızı  $u_m = [m/s]$  ise  $\Psi_B \approx 0,8 \sqrt{u_m} \cdot 10^{-3}$  değerlerinde kabul edilir [50].

Kaymalı yataklarda Şekil 5.60'a göre eksantriklik, en ince yağ filmi kalınlığı ve relatif eksantriklik:

$$e = \frac{e}{0,5 \cdot s} = \frac{e}{0,5 \cdot d_y \cdot \Psi}, \quad e = 0,5 \cdot s - h_0 \text{ ve } h_0 = 0,5 \cdot s - e \text{ olarak bulunmaktadır.}$$

Bu yataklar için relatif eksantriklik;

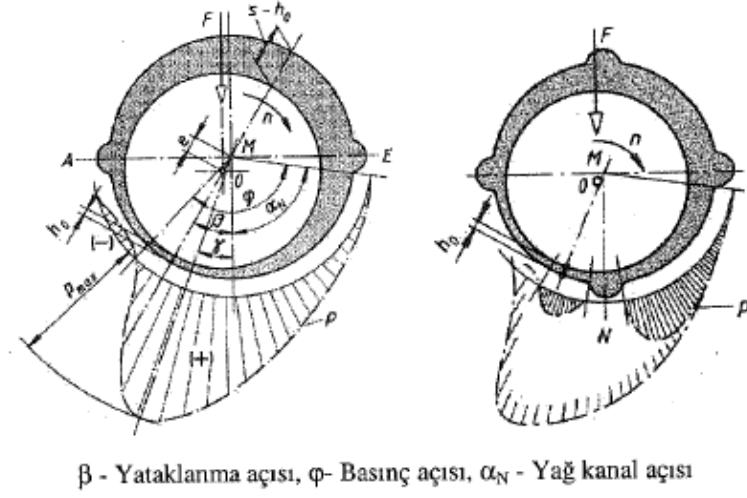
$$\epsilon = \frac{e}{0,5 \cdot s} = \frac{e}{0,5 \cdot d_y \cdot \Psi}$$

Relatif en ince yağ filmi kalınlığı:

$$h_0 = 0,5 \cdot d_y \cdot \Psi_B \cdot (1 - \epsilon) \cdot 10^3 \geq h_{oem}$$

$h_{oem}$  - Emniyetli en ince yağ filmi sınır değeri,  $\mu m$  olup mil çapı  $d_m$  ve hızı  $u_m$ 'ye bağlıdır.

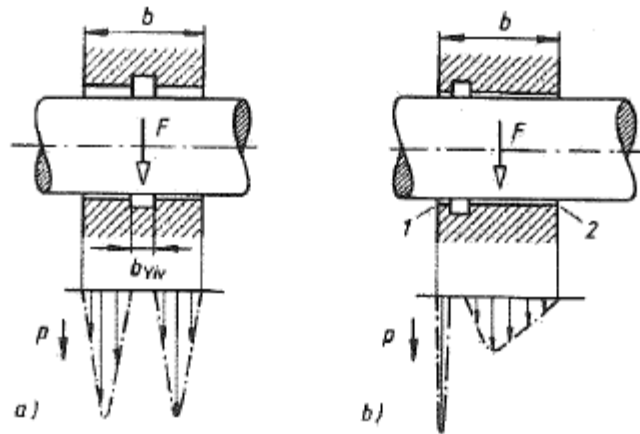
$$h_0 > h_{0em} \approx h_{min em} = \Sigma.(R_z + M_t)$$



**Şekil 5.61:** Sabit kuvvet altında radyal yatakta ve kanallarında basınç dağılımı [50].

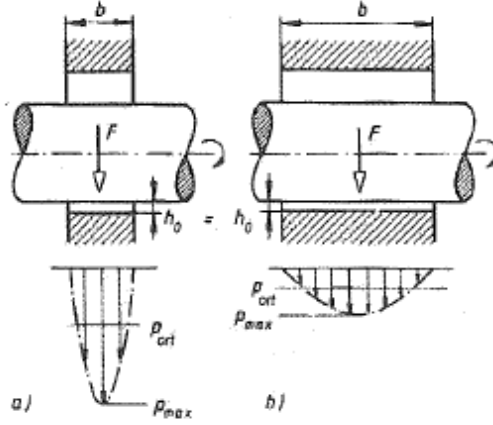
Kaymalı radyal yataklarda yük etkisinde ilk hareket esnasında yatak basıncı büyük değerlere ulaşmaktadır. Bu durum yatakların gereğinden fazla aşınmalarının dışında plastik deformasyona da neden olmaktadır. Bu nedenle kaymalı yataklarda basınç yığılmalarını engellemek amacıyla kanallı yatak imalatı yapılmaktadır (Şekil 5.61) [50].

Yatak boyunca yük etkisi altında yatak basıncının en büyük olduğu kesite yağ kanalı açıldığında basınç dağılımı düşmektedir. Yapılan bu işlemle yatağın yük taşıma kabiliyeti artırılabilirdiği gibi malzeme tasarrufuda sağlanmaktadır (Şekil 5.62) [50].



a) Kanal ortada olan b genişliğindeki yatakta basınç dağılımı, b) Simetrik olmayan ve tek tarafı kanallı yatakta basınç dağılımı

**Şekil 5.62:** Kaymalı yatak eksenine boyunca yağ kanalı dağılımı [50].

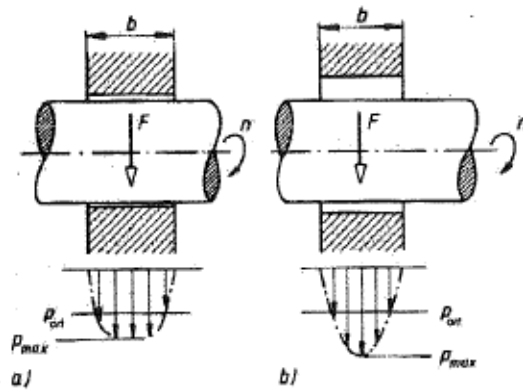


a) Yatak genişliği  $b$  küçük,  $P_{max}$  ve  $P_{ort}$  büyük,  $\eta$  - büyük, ısı iletimi büyük, yatak sıcaklığı az; b) Yatak genişliği  $b$  büyük,  $P_{max}$  ve  $P_{ort}$  küçük,  $\eta$  - küçük, ısı iletimi küçük, yatak sıcaklığı yüksek

**Şekil 5.63:** Yatak genişliğine bağlı olarak basınç dağılımı [50].

Radyal kaymalı yataklarda yatak genişliği yatak basıncına doğrudan etki eden parametrelerden biridir. Dar yataklarda basınç dağılımı yüksek, ısı iletimi az ve dinamik viskozite düşüktür (Şekil5.63) [50].

Radyal kaymalı yataklarda yatak boşluğu yatak yüküne etki eden faktörlerdendir. Yatak boşluğu az olduğunda yatak basıncının değeri küçük olur ve düzgün basınç dağılımı görülür. Yatak boşluğu çok olduğu zaman yatak basıncının değeri büyük olur ve yatak ortasında maksimum değerine ulaşan basınç dağılımı görülür (Şekil 5.64) [50].

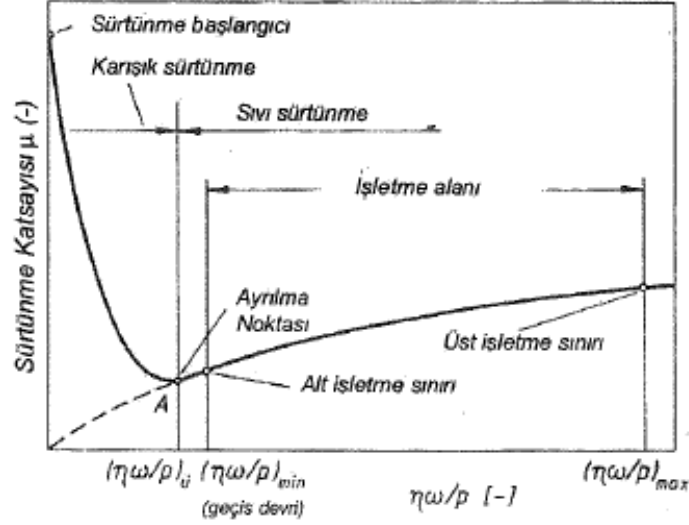


a) En küçük yağ aralığı  $h_0$  ve yatak boşluğu  $s$  küçük,  $P_{ort}$ =sabit, b)  $h_0$  ve  $s$  büyük,  $P_{ort}$ =değişken

**Şekil 5.64:** Farklı yatak boşluklarında basınç dağılımı [50].

### 5.2.3.4.2.5 Sommerfeld Sayısı

Yataklama yüzeyleri hassas işlenmiş ve tam yağlanmış dönen millerde sürtünme, milin çevresini kuşatan yağ sürtünme kuvveti  $F_s$  ile aynı değere sahip olan kayma kuvveti  $F_t$ 'den oluşmaktadır. Yatağın mili  $360^\circ$  sardığı  $n = \infty$  devirde, milin yatak merkezi M'de bulunduğu özel hallerde, yağ basıncı her noktada aynı değerde olduğu için, bu işletme anında yatak hiçbir kuvvete maruz kalmamaktadır [50].



Şekil 5.65: Kaymalı yatağın sürtünme eğrileri ve çalışma alanları şeması [50].

Sommerfeld sayısı silindirik yatağın sürtünme ve yük taşıma durumunun özelliklerinin saptanmasını sağlar [50].

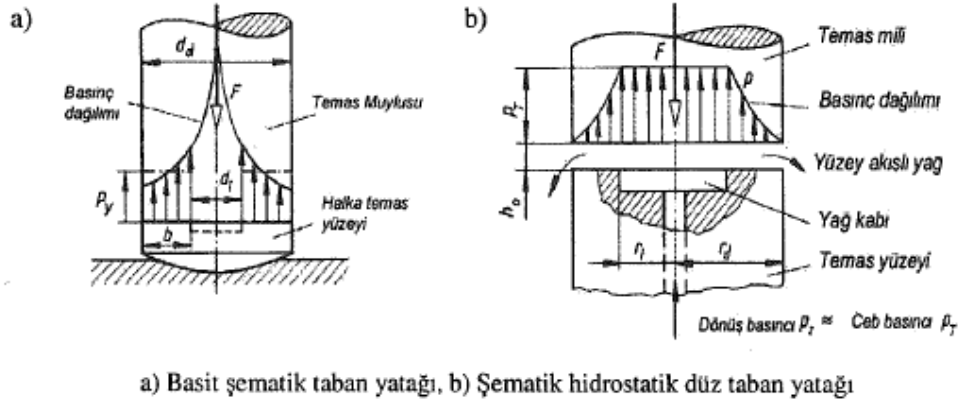
$S_0 \leq 1$  durumunda titreşim en büyük değerini aldığı için yatak deforme olmaktadır. Yağ filminin titreşimlerden zarar görmesini engellemek amacıyla çok kanallı yataklar tercih edilmelidir. Ayrıca yatağın soğumasını sağlamak için çevre boyunca 4-5 kanaldan yağ verilmelidir [50].

$S_0 \geq 1$  durumunda yarı sıvı sürtünme bölgesi dışında kalabilmek amacıyla hidrostatik film teşkiline gidilmektedir [50].

### 5.2.3.4.2.6 Eksenel Kaymalı Yataklar

Eksenel olarak düzenlenmiş olan millerin taşıdığı kuvvetleri eksenel yönde karşılaması için konstrükte edilmiş olan kaymalı yataklardır. Mesela türbin millerinin düşey

yataklanmasında veya gemi millerinin yatay yataklanmasında ortaya çıkan aksel kuvvetleri karşılamak ve taşımak amacıyla kullanılmaktadır [50].



Şekil 5.66: Aksel kaymalı yataklar [50].

Şekil 5.66'da görüldüğü gibi pratikte tabanı tamamen temas yüzeyli olan yatak şekline rastlanmaz. Dönme yüzeylerinde basınç hiperbolik olup orta kısımda ise teorik olarak sonsuz büyüklüktedir. Burada hızlı aşınma ve yüksek ısı meydana gelmektedir. Bu yataklarda basınç tepelerini azaltmak amacıyla orta kısımda boşluk oluşturulur. Bu yatakların küçük dönme ve salınım sayılarında veya orta dönme sayılarında ve düşük yüklerde kullanılması uygundur [50].

#### 5.2.3.4.2.7 Aksel Kaymalı Yatakta Hesaplar

Aksel kaymalı yataklarda ortalama yüzey basıncını hesaplamak amacıyla yatak yükü ve temas yüzeylerinin belirlenmesi gerekir [50]. Yatak ortalama çapı ve genişliği bilinirse;

$$d_0 = (d_d + d_i) / 2 = r_d + r_i, \quad d_d = 2r_d \quad \text{ve} \quad d_i = 2r_i \quad \text{mm}$$

$$b = (d_d - d_i) / 2 = r_d - r_i \quad \text{mm}$$

Ortalama aksel yatak yüzey basıncı;

$$P_{oe} = \frac{F}{\pi(r_d^2 - r_i^2)} = \frac{F}{d_0 \cdot \pi \cdot b} \leq P_{oe.em}$$

Yağlama aralığının paralel olması nedeniyle yük etkisi altında sadece hidrostatik yağlama ile sıvı sürtünme mümkün olmaktadır. Bu durumun gerçekleşmesini sağlamak amacıyla pompa ile yatağın ortasından temas yüzeylerine yağ yüksek basınçla sevk edilmektedir. Bu şekilde yüzeylerin birbirinden ayrılması sağlanmaktadır. Genel olarak aksel yataklarda

hidrostatik yağ filmi oluşturulması amacıyla, yüzeylere yağın  $p_{oe}$  ortalama yüzey basıncının yaklaşık olarak 2-4 katı daha büyük bir  $p_{hs}$  hidrostatik yağ filmi oluşturma basıncıyla pompalanması gerekmektedir [50].

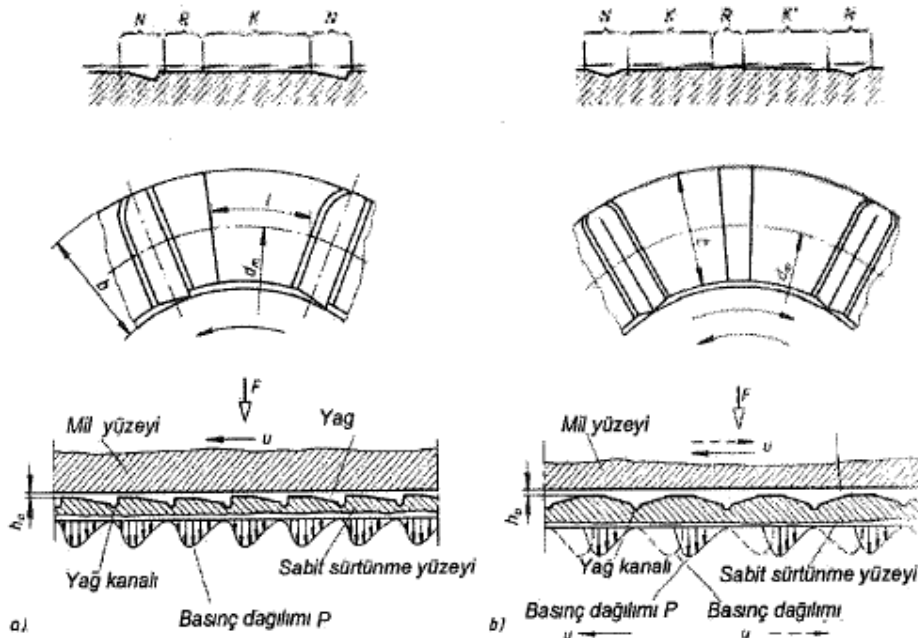
Yağ, merkezden silindir biçimindeki kanala, oradan yağ ceplerine sevk edilmektedir. Bu şekilde  $h_0$  yüksekliğinde yağ tabakası meydana gelmektedir. Yatak yağı ceplerden radyal olarak dışarıya akmaktadır. Bu yataklarda en küçük emniyetli yağlama aralığı yüksekliği, büyük ölçüde imalata ve montaja bağlıdır. Eksenel yataklarda  $h_0$  yağ aralığı yanlış seçilirse, yağ pompası gücü ve yağ kalınlığının revize edilmesiyle yapılan hata düzeltilebilmektedir [50].

$$h_{oem} = (5...15).(1+0,0025.d_o) \mu m$$

İyi imalat ve montaj şartlarında 5 seçilmektedir [50].

#### 5.2.3.4.2.8 Tek Parçalı ve Dilimli (Baklılı) Taban Yatakları

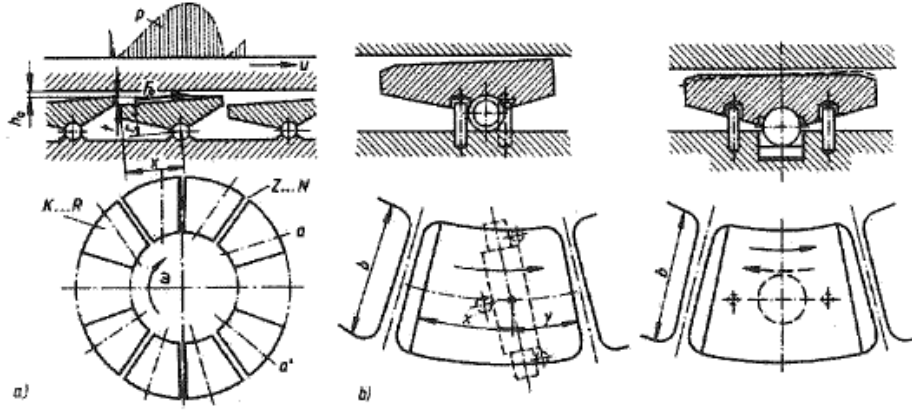
Büyük eksenel yatak yüklerini karşılayacak taşıyıcı yağ tabakası meydana gelmesi için tek elemanlı dilimli yataklar kullanılmaktadır (Şekil 5.67) [50].



a) Tek dönme yönü için eksenel yatak, b) Değişken dönme yönü için eksenel yatak

Şekil 5.67: Eksenel tek parçalı oluklu kanallı yataklar [50].

Ancak bu yatakların gereksinimleri karşılayamadığı hallerde baklalı yataklar kullanılmaktadır. Baklalı yataklarla daha büyük yatak yükleri taşıyabilmek amacıyla farklı konstrüksiyonlar geliştirilmiştir. Bu yatakların imalatı ve montajı oldukça zor ve masraflıdır (Şekil 5.68) [50].

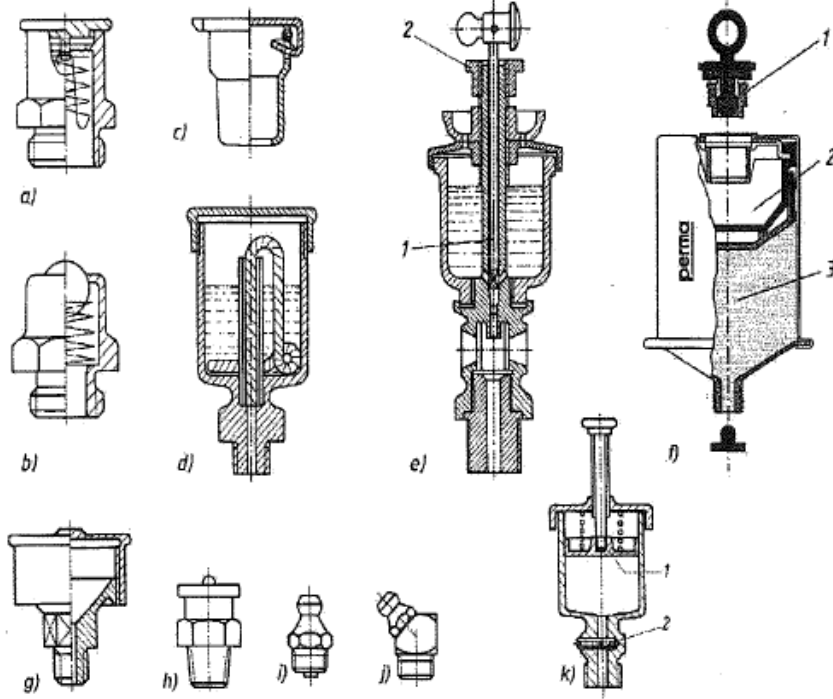


K - Kama yüzeyli takoz düzeni, N - Yağ kanalı, R - Dayanma yüzeyi, Z - Ara hacim;  
t- Kama derinliği, x - Takoz durumu, r -  $F_s$  sürtünme kuvvetin kol uzunluğu, p - Basınç dağılımı;  
a - Takoz aksı çıkış kenarına paralel, a' - ise radyal; a) Eksenel yataklarda devirme hareketli bakla, b) Değişken dönme yönü için eksenel yatak

Şekil 5.68: Eksenel kaymalı baklalı yatakların konstrüksiyonu [50].

#### 5.2.3.4.2.9 Kaymalı Yatak Yağlama Şekilleri

Kaymalı yataklar elemanların dönme devrine ve etkisi altında kaldığı yüklerle bağlı olarak birbirinden farklı biçimlerde yağlanmaktadır. Bu yağlama metotları elle yağlamayla başlayıp, otomatik yağlamaya kadar farklılık göstermektedir (Şekil 5.69) [50].

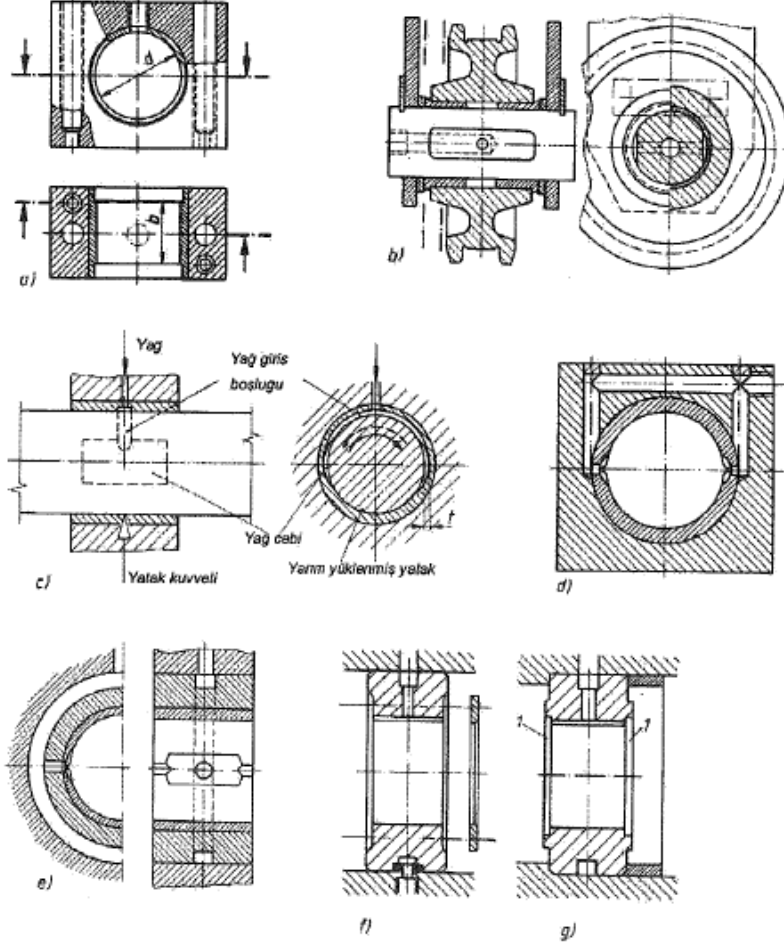


a) Vidalı tapalı yağdanlık, b) Vidalı bilyalı yağdanlık, c) Klapeli yağdanlık, d) Fitilli yağdanlık, e) Damla yağdanlık, 1- Delikli boru, 2- Ayar somumu, f) Otomatik yağdanlık, 1-Gazojenli aktif vida, 2- Elektrolit akışkan, 3- Yağ, g) Gresörlük, h) Düz yağ nipeli, i,j) Konik yağ nipeli, k) Yağ kabı

**Şekil 5.69:** Yağlama düzenekleri [50].

Yatakları yağlamak amacıyla kullandığımız yağdanlıklardan veya yağ pompası ile sevkedilen yağlar, farklı şekillerde yatak bloklarına açılan yağ kanallarıyla, yağlanacak yüzeylere ulaştırılmaktadır. Şekil 5.70 a'da yatak bloğunun üzerine yağ girişi kanalı açılmaktadır. Şekil 5.70 b'de döner makara yatağa yağ, taşıma elemanına açılan eksenel yağ girişi kanalından, makara ortasında açılan radyal yağ kanalına ve oradan burca sevk edilmektedir. Şekil 5.70 c'de besleme cebi yani yağ haznesi olan yatak verilmektedir. Besleme cebine yağ radyal olarak açılan tek kanaldan ulaşmaktadır. Şekil 5.70 d'deki blok yatak gövdesi yağ kanalları ile çevrelenmiştir. 180° açı altında yatay olarak iki noktadan beslenmektedir. Şekil 5.70 e'deki radyal kanallı ve kanalın iki ucunda mevcut olan yağ cepleri, yatağa radyal doğrultuda yağ sevk etmektedir. Direkt kanallı Şekil 5.70 f'deki sıkıştırma halkalı kaymalı yataklar ise radyal doğrultudaki yağ kanallarından beslenmektedir [50].





a) Yağlama delikli blok yatak, b) Yağlama oluklu döner makara yatağı, c) Besleme kanallı ve iki yağlama cepli yatak, d) İki kanallı blok yatak, e) Halka kanallı ve iki cepli yatak, f) Direkt kanallı ve sıkıştırma halkalı ayarlı yatak, g) Direkt kanallı ve yatak sonlarında halka aralığı(1) olan rijit yatak

**Şekil 5.70:** Yağlama kanalları [50].

### 5.2.3.4.2.10 Eksantrik Milin Radyal Kaymalı Yatak Hesabı

Eksantrik mil için yapılan eskizden ve mukavemet hesaplarına göre tam kaygan yatak için şu değerler saptanmıştır.

Yataktaki radyal kuvvet	$F_y = 169,5 \text{ kN}$
Yatağın çapı	$d_y = 110 \text{ mm}$
Milin devir sayısı	$n_{\text{eksantrik}} = 120 \text{ d/d}$
Yağlama deliği çapı, kuvvet yönüne göre $90^\circ$ 'de	$d_0 = 4 \text{ mm}$

**Tablo 5.2:** Yatak malzemeleri [95].

Kısa ismi, Malzeme-Nr.	$R_c$ N/mm <sup>2</sup>	E N/mm <sup>2</sup>	Sertlik HB min	$\alpha$ 10 <sup>-6</sup> /K	$P_{YEM}$ N/mm <sup>2</sup>	Milin sertliği	Öneriler
PbSb15Sn10 2.3391	43	31'000	21	24	7,2	160 HB	Orta yüklenme, $v_c = 1...4 \text{ m/s}$
SnSb12Cu6Pb 2.3790	61	56'000	25	22,7	10,2	160 HB	Orta yüklenme, $v_c < 1 ; v_c > 4 \text{ m/s}$
G-CuPb15Sn8 2.1817	80	85'000	60	18	15	200 HB	Orta yüklenme, kısa yağsız çalışır
G-CuSn8Pb2 2.1810	130	75'000	60	18	21,7	280 HB	Hafif yüklenme, normal yağlama
CuSn8P 2.1830	200 Carobronze	115'000	120	17,5	33	120 HB	Darbeli ve ağır yüklenme
GG20	100	130'000 195'000	150	11,7	3	120 HB	Çok hafif yüklenme ve küçük $v_c$ .
GG30	150	195'000 260'000	200	11,7	5	120 HB	Mil sertleştirilmiş ve taşlanmış.

Yatak malzemesi      CuSn8P (2.1830) bak Tablo 5.2       $P_{YEM} = 33 \text{ N/mm}^2$

**Tablo 5.3:** Emniyetli en küçük yatak boşluğu önerisi [95].

Milçapı mm olarak		Yatakta çevre hızı m/s olarak				
		$0 < v_c \leq 1$	$1 < v_c \leq 3$	$3 < v_c \leq 10$	$10 < v_c \leq 30$	$30 < v_c$
24	63	3	4	5	7	10
63	160	4	5	7	9	12
160	400	6	7	9	11	14

Yatağın yüzey kalitesi bak Tablo 5.3	$R_{zY} = 0,001 \text{ mm}$
Yatağın ısıl genleşme katsayısı, bak Tablo 5.2	$\alpha_{mLY} = 17,5 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
Mil malzemesi 4140 ıslah çeliği	
Milin yüzey kalitesi, bak Tablo 5.2	$R_{zM} = 0,004 \text{ mm}$
Milin ısıl genleşme katsayısı, bak Tablo 5.2	$\alpha_{mLM} = 11 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$
Isı ileten yatak alanı, konstrüksiyondan hesaplanır.	$A_G = 0,4 \text{ m}^2$

Isı iletim katsayısı,  $\alpha_{iL} = 20 \text{ W/m}^2$   
Çevre ısısı  $\vartheta_C = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   
Yağın giriş ısısı  $\vartheta_{Gi} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$   
Yağın yatakta ısınması  $\Delta\vartheta_0 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$   
Yağın çıkış ısısı  $\vartheta_{0C1} = \vartheta_{Gi} + \Delta\vartheta_0 = 30 + 20 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$   $\vartheta_{0C1} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$   
(Yağın çıkış ısısı tahmin edilir ve sonra nihai sonuçta düzeltilir. Bulunan sıcaklık emniyetli yağ sıcaklığının altında ise herhangi bir problem oluşturmaz.)

Yağın ortalama ısısı  $\vartheta_{0or} = 0,5 \cdot (\vartheta_{Gi} + \vartheta_{0C1}) = 0,5 \cdot (30 + 50) = 40 \text{ }^\circ\text{C}$   $\vartheta_{0or} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$   
Yağ, ISO VG 460 DIN 51 519  $VG = 460$   
Yağın  $\vartheta_{0or}$  için viskozitesi bak Tablo A.1  $\eta_{40} = 400 \times 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2$   
Yağlama basıncı fonksiyona göre seçilir.  $p_{Yağ} = 0,3 \text{ N/mm}^2$

Hesaplar:

Yatakta çevre hızı:

$$V_C = \pi \cdot d_Y \cdot n_{\text{eksantrik}} = \pi \cdot 0,112 = 0,69 \text{ m/s} \quad V_C = 0,69 \text{ m/s}$$

Yatağın boyu:

$$b_y = 0,95 \cdot d_y = 0,95 \cdot 110 = 104,5 \text{ mm} \quad b_y = 104,5 \text{ mm}$$

Yataktaki ortalama basınç:

$$p_Y = \frac{F_Y}{b_Y \cdot d_Y} < p_{EM}$$

$$p_Y = \frac{169500}{104,5 \cdot 110} = 14,75 \text{ N/mm}^2$$

$$p_Y = 14,75 \text{ N/mm}^2 < p_{YEM} = 33 \text{ N/mm}^2$$

Göreceli yatak boşluğu:

$$\Psi_{iM} = \Psi_{iS} = 0,8 \cdot \sqrt[4]{V_C} \cdot 10^{-3}$$

$$\Psi_{iM} = \Psi_{iS} = 0,8 \cdot \sqrt[4]{0,69} \cdot 10^{-3}$$

$$\Psi_{iM} = 0,000729$$

$$\Psi_{iM} = 0,729 \times 10^{-3}$$

İşletmedeki yatak boşluğu:

$$S_{iS} = \Psi_{iS} \cdot d_Y = 0,729 \times 10^{-3} \cdot 110 = 0,080 \text{ mm}$$

$$S_{iS} = 0,080 \text{ mm}$$

Milin anma çapı:

$$d_M = d_Y - S_{i\dot{S}} = 110 - 0,080 = 109,92 \text{ mm}$$

$$d_M = 109,92 \text{ mm}$$

Yatak ve milin toleransları; bak Tablo A.2

İmalatın yapılabileceği hassaslık	Yatak	H7	IT7 = 0,035 mm
	Mil	h6	IT6 = 0,022 mm

Yatak ve milin anma ölçüleri:

$$d_Y = 110 \text{ mm}$$

$$A_{\dot{u}Y} = 0,035 \text{ mm}$$

$$A_{aY} = 0 \text{ mm}$$

$$d_M = 109,92 \text{ mm}$$

$$A_{\dot{u}M} = 0 \text{ mm}$$

$$A_{aM} = -0,022 \text{ mm}$$

$$d_{Y \max} = d_Y + A_{\dot{u}Y} = 110 + 0,035 = 110,035 \text{ mm}$$

$$d_{Y \max} = 110,035 \text{ mm}$$

$$d_{Y \min} = d_Y + A_{aY} = 110 + 0 = 110 \text{ mm}$$

$$d_{Y \min} = 110 \text{ mm}$$

$$d_{M \max} = d_M + A_{\dot{u}M} = 109,92 + 0 = 109,92 \text{ mm}$$

$$d_{M \max} = 109,92 \text{ mm}$$

$$d_{M \min} = d_M + A_{aM} = 109,92 + (-0,022) = 109,898 \text{ mm}$$

$$d_{M \min} = 109,898 \text{ mm}$$

Yatağın imalattaki boşlukları:

$$S_{iM \max} = d_{Y \max} - d_{M \min} = 110,035 - 109,898 = 0,137 \text{ mm}$$

$$S_{iM \max} = 0,137 \text{ mm}$$

$$S_{iM \min} = d_{Y \min} - d_{M \max} = 110 - 109,92 = 0,08 \text{ mm}$$

$$S_{iM \min} = 0,08 \text{ mm}$$

Yatağın işletmedeki boşluk farkı:

$$\Delta S_{i\dot{S} \max} = (d_{Y \max} \cdot \alpha_Y - d_{M \min} \cdot \alpha_M) \cdot (\vartheta_{0or} - \vartheta_C)$$

$$\Delta S_{i\dot{S} \max} = (110,035 \cdot 17,5 \times 10^{-6} - 109,898 \cdot 11 \times 10^{-6}) \cdot (40 - 20)$$

$$\Delta S_{i\dot{S} \max} = 0,014 \text{ mm}$$

$$\Delta S_{i\dot{S} \min} = (d_{Y \min} \cdot \alpha_Y - d_{M \max} \cdot \alpha_M) \cdot (\vartheta_{0or} - \vartheta_C)$$

$$\Delta S_{i\dot{S} \min} = (110 \cdot 17,5 \times 10^{-6} - 109,92 \cdot 11 \times 10^{-6}) \cdot (40 - 20)$$

$$\Delta S_{i\dot{S} \min} = 0,014 \text{ mm}$$

Yatağın imalattaki göreceli boşluğu:

$$\Psi_{iM} = \frac{S_{iM \max} + S_{iM \min}}{2 \cdot d_Y} = \frac{0,137 + 0,08}{2 \cdot 110} = 0,986 \times 10^{-3}$$

$$\Psi_{iM} = 0,986 \times 10^{-3}$$

Yatağın işletmedeki boşlukları:

$$S_{i\dot{S} \max} = S_{iM \max} + \Delta S_{i\dot{S} \max} = 0,137 + 0,014 = 0,151 \text{ mm}$$

$$S_{i\dot{S} \max} = 0,151 \text{ mm}$$

$$S_{i\dot{S} \min} = S_{iM \min} + \Delta S_{i\dot{S} \min} = 0,08 + 0,014 = 0,094 \text{ mm}$$

$$S_{i\dot{S} \min} = 0,094 \text{ mm}$$

Yatağın işletmedeki göreceli boşluğu:

$$\Psi_{i\dot{s}} = \frac{S_{i\dot{s}} \max + S_{i\dot{s}} \min}{2 \cdot d_Y} = \frac{0,151 + 0,094}{2 \cdot 110} = 1,1136 \times 10^{-3} \quad \Psi_{i\dot{s}} = 1,1136 \times 10^{-3}$$

Etkin açısal hız  $\omega_{\text{etk}}$ :

$$\omega_{\text{etk}} = 2 \cdot \pi \cdot n_m = 2 \cdot \pi \cdot \frac{120}{60} = 12,57 \text{ s}^{-1} \quad \omega_{\text{etk}} = 12,57 \text{ s}^{-1}$$

Sommerfeld sayısı:

$$S_0 = \frac{p_Y \cdot \Psi_{i\dot{s}}^2}{\eta_{\text{etk}} \cdot \omega_{\text{etk}}} = \frac{14,75 \times 10^6 \cdot (1,1136 \times 10^{-3})^2}{0,4 \cdot 12,57} = 3,638 \quad S_0 = 3,638$$

$$\text{Öneri } 1 < S_0 < 10 \\ \varepsilon = 0,8109$$

Göreceli eksantriklik:

$$k_1 = \frac{b_Y}{d_Y} = \frac{85,5}{90} = 0,95 \quad k_1 = 0,95 \quad \text{Öneri } 0,6 < \varepsilon < 0,95$$

$$S_0 = k_1^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2} \cdot \frac{a_1(\varepsilon - 1)}{a_2 + \varepsilon}$$

$$a_1 = 1,1642 - 1,9456 \cdot k_1 + 7,1161 \cdot k_1^2 - 10,1073 \cdot k_1^3 + 5,0141 \cdot k_1^4$$

$$a_1 = 1,1642 - 1,9456 \cdot (0,95) + 7,1161 \cdot (0,95)^2 - 10,1073 \cdot (0,95)^3 + 5,0141 \cdot (0,95)^4$$

$$a_1 = 1,156$$

$$a_2 = -1,000026 - 0,023634 \cdot k_1 - 0,4215 \cdot k_1^2 - 0,038817 \cdot k_1^3 - 0,090551 \cdot k_1^4$$

$$a_2 = -1,000026 - 0,023634 \cdot (0,95) - 0,4215 \cdot (0,95)^2 - 0,038817 \cdot (0,95)^3 - 0,090551 \cdot (0,95)^4$$

$$a_2 = -1,51$$

$$3,638 = (0,95)^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2} \cdot \frac{1,156 \cdot (\varepsilon - 1)}{-1,51 + \varepsilon}$$

$$\varepsilon = 0,8109$$

Milin kayma açısı:

$$\beta_{\text{mil}} = \arctan\left(\frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\varepsilon}\right)$$

$$\beta_{\text{mil}} = 35,816^\circ$$

$$\beta_{\text{mil}} = 35,816^\circ$$

Sürtünme sayısı  $\mu$ :

$$\mu = \Psi_{i\dot{s}} \cdot \left( \frac{\pi}{S_0 \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} + \frac{\varepsilon}{2} \cdot \sin \beta \right)$$

$$\mu = 1,1136 \times 10^{-3} \cdot \left( \frac{\pi}{3,638 \cdot \sqrt{1 - (0,8109)^2}} + \frac{0,8109}{2} \cdot \sin 35,816 \right) = 1,908 \times 10^{-3} \quad \mu = 1,908 \times 10^{-3}$$

Sürtünme kayıp gücü:

$$P_{\text{sür}} = \mu \cdot F_Y \cdot V_C = 1,908 \times 10^{-3} \cdot (169500) \cdot 0,69 = 223 \text{ W}$$

$$P_{\text{sür}} = 223 \text{ W}$$

Göreceli yağ miktarı:

$$V_{Y\text{gör}} = 0,25 \cdot \epsilon \cdot \left[ \frac{b_Y}{d_Y} - 0,223 \cdot \left( \frac{b_Y}{d_Y} \right)^3 \right]$$

$$V_{Y\text{gör}} = 0,25 \cdot 0,8109 \cdot \left[ \frac{104,5}{110} - 0,223 \cdot \left( \frac{104,5}{110} \right)^3 \right] = 0,154$$

$$V_{Y\text{gör}} = 0,154 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Gerekli yağ miktarı:

$$V_{Y\text{GER}} = V_{Y\text{gör}} \cdot d_Y^3 \cdot \Psi_{\text{İŞ}} \cdot \omega_{\text{etk}}$$

$$V_{Y\text{GER}} = 0,154 \cdot (110)^3 \cdot 1,1136 \times 10^{-3} \cdot 12,57 = 2869,2 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$V_{Y\text{GER}} = 2869,2 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Göreceli basınçlı yağ miktarı; bak Tablo A.3

$$V_{B\text{gör}} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln(b_Y/d_Y) \cdot q_Y} \quad \text{Yağlama deliği kuvvet yönüne göre } 90^\circ \text{ 'de}$$

$$q_Y = 1,204 + 0,368 \cdot (d_0/b_Y) - 1,046 \cdot (d_0/b_Y)^2 + 1,942 \cdot (d_0/b_Y)^3$$

$$q_Y = 1,204 + 0,368 \cdot (4/104,5) - 1,046 \cdot (4/104,5)^2 + 1,942 \cdot (4/104,5)^3$$

$$q_Y = 1,217$$

$$V_{B\text{gör}} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln(104,5/4) \cdot 1,217} = 0,0165$$

$$V_{B\text{gör}} = 0,0165$$

Basınçlı yağ miktarı:

$$V_{Y\text{Bas}} = \frac{V_{B\text{gör}} \cdot d_Y^3 \cdot \Psi_{\text{İŞ}}}{\eta_{\text{etk}}} \cdot P_{BY} = \frac{0,0165 \cdot (110)^3 \cdot (1,1136 \cdot 10^{-3})^3}{400 \cdot 10^{-9}} \cdot 0,3 = 22,75 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$V_{Y\text{Bas}} = 22,75 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Toplam yağ miktarı:

$$V_{\text{yağ}} = V_{Y\text{GER}} + V_{Y\text{Bas}} = 2869,2 + 22,75 = 2891,95 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$V_{\text{yağ}} = 2891,95 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Yağın çıkış ısısı:

$$\rho \cdot c = 1,8 \times 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\vartheta_{1\text{Ç1}} = \vartheta_{\text{Gi}} + \frac{P_{\text{sür}}}{V_{\text{yağ}} \cdot \rho \cdot c} = 30 + \frac{223 \cdot 10^3}{2891,95 \cdot 1,8} = 71,712^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_{1\text{Ç1}} = 72,84^\circ\text{C}$$

Sonuç:

Yataktaki ortalama basınç:

$$P_Y = \frac{F_Y}{b_Y \cdot d_Y} < p_{EM}$$

$$P_Y = 14,75 \text{ N/mm}^2 < p_{YEM} = 33 \text{ N/mm}^2$$

Sommerfeld sayısı:  $S_0 = 3,638$

Öneri:  $1 < S_0 < 10$

Göreceli Eksantriklik  $\varepsilon = 0,8109$

Öneri  $0,6 < \varepsilon < 0,95$

Yağın ısınması bak Tablo 5.4

$\vartheta_{1\dot{C}1} = 72,84^\circ\text{C} < \vartheta_{YEM} = 100^\circ\text{C}$

**Tablo 5.4:** Emniyetli yağ ısısı sınır değerleri [95].

Yatak yağlanmasının tipi	Emniyetli yağ ısısı " $\vartheta_{YEM}$ " °C olarak
Basınçlı yağlama	100
Kendi kendine yağlama	90

En küçük yatak mil boşluğu:

$$h_0 = 0,5 \cdot d_Y \cdot \Psi_{i\dot{s}} \cdot (1 - \varepsilon) \geq h_{0EM}$$

$$h_0 = 0,5 \cdot (110) \cdot 1,1136 \times 10^{-3} \cdot (1 - 0,8109)$$

$$h_0 = 0,0116 \text{ mm}$$

$$h_0 = 0,0116 \text{ mm} > h_{0EM} = 0,004 \text{ mm}$$

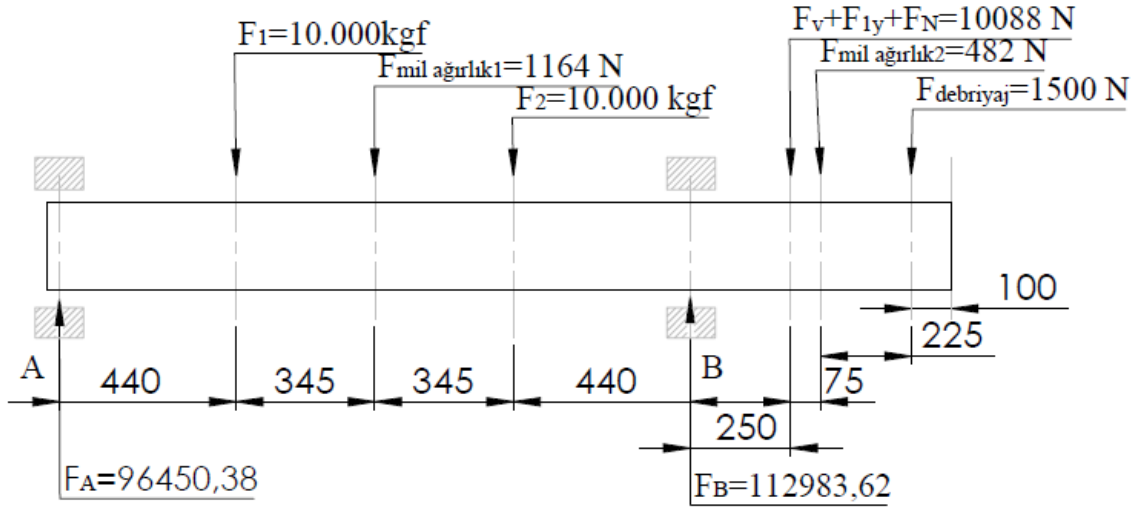
$h_{0EM}$  bak Tablo 5.3

$$h_{0EM} = 0,004 \text{ mm}$$

Yapılan hesaplamalar 120 d/dak'da radyal kaymalı yataklar ile eksantrik mil arasında yeterli yağ filmi oluştuğunu doğrulamaktadır.

Böylece yatağın konstrüksiyonu yapıp işletmeye alınır.

### 5.2.3.4.2.11 Eksantrik Milin Eğilme ve Burulma Hesapları Sonucu Çap Tayini



Şekil 5.71: Eksantrik mil üzerine etkiyen yükler.

$$F_{pm} = F_p \cdot \sin \alpha$$

$$F_1 = 10000 \text{ kg}$$

$$F_p = 40000 \text{ kg}$$

$$F_2 = 10000 \text{ kg}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$F_{volan} = 600 \text{ kg}$$

$$F_{pm} = 40000 \cdot \sin 30$$

$$F_{debriyaj} = 150 \text{ kg}$$

$$n = 120 \text{ d/d}$$

$$\text{Malzeme: 4140 ıslah çeliği}$$

$$F_A + F_B = 98100 + 98100 + F_{\text{mil ağırlık1}} + F_{\text{volan}} + F_{1y} + F_N + F_{\text{mil ağırlık2}} + F_{\text{debriyaj}}$$

$$F_A + F_B = 98100 + 98100 + 1164 + 6000 + 1016 + 3072 + 482 + 1500$$

$$F_A + F_B = 209434 \text{ N}$$

$$F_{\text{mil ağı1}} = 1,570 \cdot \frac{\pi \cdot (0,11)^2}{4} \cdot 7800$$

$$F_{\text{mil ağı1}} = 116,4 \text{ kgf} = 1164 \text{ N}$$

$$F_{\text{mil ağı2}} = 0,650 \cdot \frac{\pi \cdot (0,11)^2}{4} \cdot 7800$$

$$F_{\text{mil ağı2}} = 48,2 \text{ kgf} = 482 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_1 \cdot 440 + F_2 \cdot 1130 + F_{\text{mil ağı1}} \cdot 785 - F_B \cdot 1570 + (F_{\text{volan}} + F_{1y} + F_N) \cdot 1820 + F_{\text{mil ağı2}} \cdot 1895 + F_{\text{debriyaj}} \cdot 2120 = 0$$

$$98100 \cdot 440 + 98100 \cdot 1130 + 1164 \cdot 785 - F_B \cdot 1570 + (6000 + 1016 + 3072) \cdot 1820 + 482 \cdot 1895$$

$$+ 1500 \cdot 2120 = 0$$

$$43164000 + 110853000 + 913740 - F_B \cdot 1570 + 18360160 + 913390 + 3180000 = 0$$

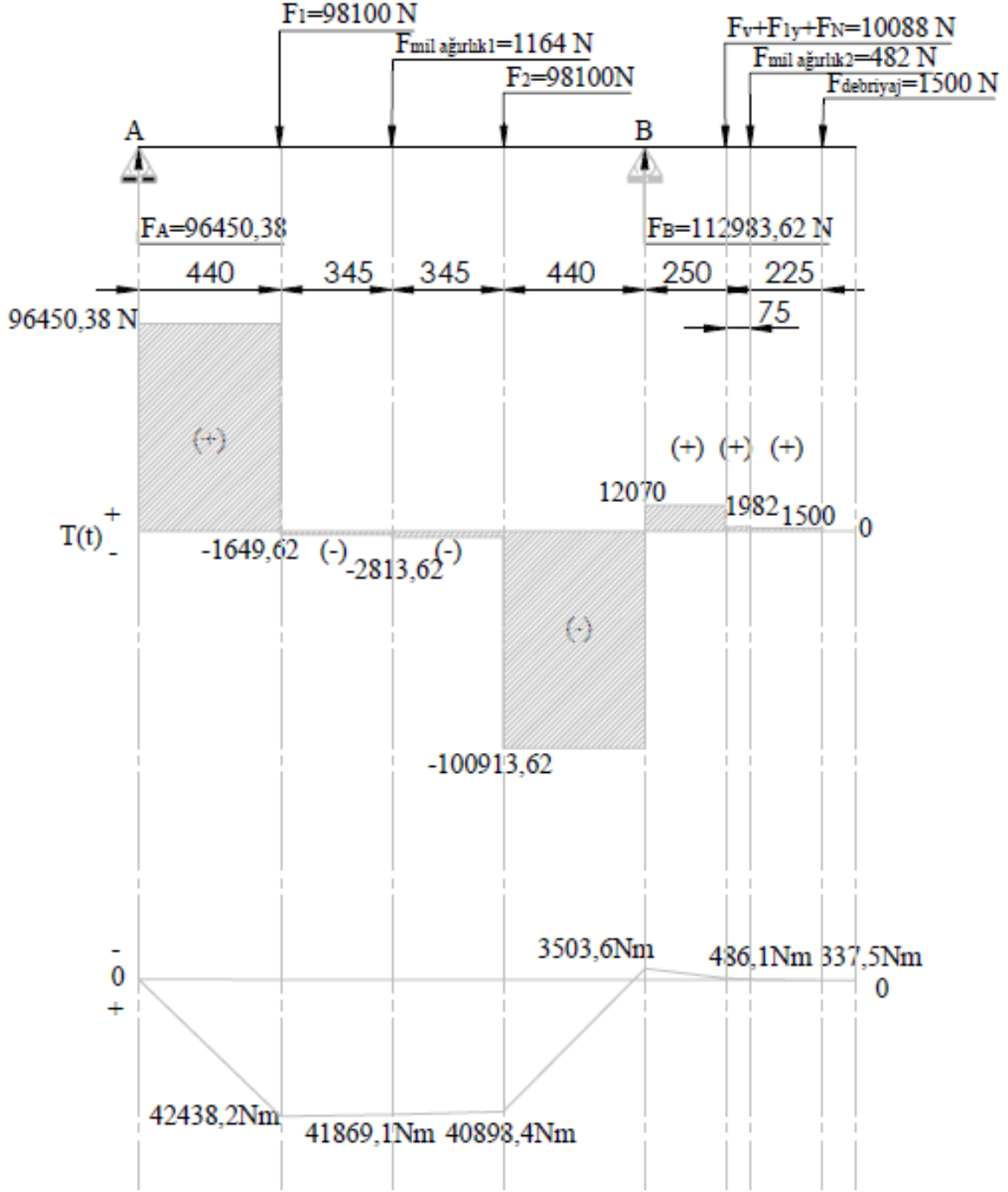
$$177384290 = 1570 \cdot F_B$$



$$F_B = 112983,62 \text{ N}$$

$$F_A = 209434 - 112983,62$$

$$F_A = 96450,38 \text{ N}$$



Şekil 5.72: Eksantrik mil kesme kuvveti ve moment diyagramları.

$$M_b = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} = \frac{5500}{2\pi \cdot \frac{120}{60}} = 437,676 \approx 438 \text{ N.m}$$

Kesit Alanı:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (110)^2}{4} = 9503,3 \text{ mm}^2$$

Eğilme mukavemet momenti:

$$W_e = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot (110)^3}{32} = 130670,6 \text{ mm}^3$$

Burulma mukavemet momenti:

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot (110)^3}{16} = 261341,2 \text{ mm}^3$$

C noktasının bulunduğu kesit eğilme momentinin maksimum olduğu kesittir. Bu nedenle C noktasına göre emniyet kontrolü yapılacaktır.

$$\tau_{KC} = \frac{Q_C}{A} = \frac{1649,62}{9503,3} = 0,17 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eC} = \frac{M_{eC}}{W_e} = \frac{42438000}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{42438000}{130670,6} = 324,771 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} = \frac{438000}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{438000}{261341,2} = 1,68 \text{ N/mm}^2$$

**Tablo 5.5:** Bazı malzemelerin eğilme ve burulma zorlamaları için titreşimli ve tam değişken mukavemet değerleri [41].

Malzeme	Eğilme		Burulma	
	$\sigma_{eT}$	$\sigma_{eTD}$	$\tau_T$	$\tau_{TD}$
St37	340	200	170	140
St42	360	220	180	150
St50	420	260	210	180
C 22, Ck 22	480	280	250	190
42 CrMo 4, 50 CrV 4	940	530	630	370
30 CrNiMo 8, 36 CrMoV 4	1040	600	730	420
C 15, Ck 15	420	280	210	180
15 CrNi 6	900	550	450	300
20 MnCr 5	980	600	490	340
18 CrNi 8, 17 CrNiMo 8	1060	650	550	410

Maksimum kayma gerilmesi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eş} = \sqrt{(324,771)^2 + 4 \cdot (1,68+0,17)^2}$$

$$\sigma_{eş} = 324,792 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eTD} = 530 \text{ N/mm}^2 \quad 42\text{CrMo4 malzemesi için, bak Tablo 5.5}$$

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{eş}} = \frac{530}{324,792} = 1,63 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$

Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eş} = \sqrt{(324,771)^2 + 3 \cdot (1,68+0,17)^2} \quad \sigma_{eş} = 324,787 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eTD} = 530 \text{ N/mm}^2 \quad 42\text{CrMo4 malzemesi için, bak Tablo 5.5}$$

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{eş}} = \frac{530}{324,787} = 1,63 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$

D noktasının bulunduğu kesit kesme kuvvetinin maksimum olduğu kesittir. Bu nedenle D noktasına göre emniyet kontrolü yapılacaktır.

$$\tau_{KD} = \frac{Q_D}{A} = \frac{100913,62}{9503,3} = 10,62 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eD} = \frac{M_{eD}}{W_e} = \frac{40898000}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{40898000}{130670,6} = 313 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} = \frac{438000}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{438000}{261341,2} = 1,68 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum kayma gerilmesi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eş} = \sqrt{(313)^2 + 4 \cdot (10,62+1,68)^2}$$

$$\sigma_{eş} = 313,97 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eTD} = 530 \text{ N/mm}^2 \quad 42\text{CrMo4 malzemesi için, bak Tablo 5.5}$$

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{eş}} = \frac{530}{313,97} = 1,69 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$

Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eş} = \sqrt{(313)^2 + 3 \cdot (10,62+1,68)^2} \quad \sigma_{eş} = 313,72 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{eTD} = 530 \text{ N/mm}^2$  42CrMo4 malzemesi için, bak Tablo 5.5

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{eş}} = \frac{530}{313,72} = 1,69 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$

Hem maksimum eğilme momenti hem de maksimum burulma momenti hesaba katılarak mil çapı belirlenmiştir.

$$M_{eş} = \sqrt{M_e^2 + \frac{1}{2} \cdot M_d^2}$$

$$M_{eş} = \sqrt{(42438,2)^2 + \frac{1}{2} (438)^2}$$

$$M_{eş} = 42439,3 \text{ N.m}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_{eş}}{\sigma_{em}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{42439300}{\frac{530}{1,5}}}$$

$$d \geq 106,95$$

$d = 110 \text{ mm}$  olarak belirlendi.

Mukayese gerilmesine göre kontrol yapılırsa [49]:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + 2\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eş} = \sqrt{(324,771)^2 + 2 \cdot (1,68)^2}$$

$$\sigma_{eş} = 324,8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eş em} = \frac{\sigma_{eş hesap}}{1,5}$$

$$\sigma_{eş hesap} = \sigma_{eTD} = 324,8 = \frac{\sigma_{eş}}{1,5}$$

$$\sigma_{eş} = 487,2 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{eTD} > 487,2 \text{ N/mm}^2$  olan malzemeler uygundur.

42CrMo4 malzemesi için  $\sigma_{eTD} = 530 \text{ N/mm}^2$ , bak Tablo 5.5

Mukayese gerilmesine göre kontrol yapılırsa [49]:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + 2\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eş} = \sqrt{(313)^2 + 2 \cdot (10,62)^2} \quad \sigma_{eş} = 313,36 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eş em} = \frac{\sigma_{eş hesap}}{1,5}$$

$$\sigma_{eş hesap} = \sigma_{eTD} = 313,36 = \frac{\sigma_{eş}}{1,5}$$

$$\sigma_{eş} = 470,04 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{eTD} > 470,04 \text{ N/mm}^2$  olan malzemeler uygundur.

42CrMo4 malzemesi için  $\sigma_{eTD} = 530 \text{ N/mm}^2$ , bak Tablo 5.5

### 5.2.3.5 Biyel Kolları

Biyel kolları eksantrik mil ve üst zımba tutucu blok arasında bağlantıyı sağlamakta ve eksantrik mildeki dönme hareketini, eksantrik milin eksen kaçıklığı kadar doğrusal harekete çevirmektedir. Bizim tasarımımda kullanılan biyel kolları geleneksel olarak imal edilen biyel kollarından biraz daha farklıdır. Biyelin uç kısmında elma vida kullanılmıştır. Elma vida, üst zımba tutucu blok içerisine gömülerek bu kısımda mafsal gibi hareket iletimini sağlamaktadır.

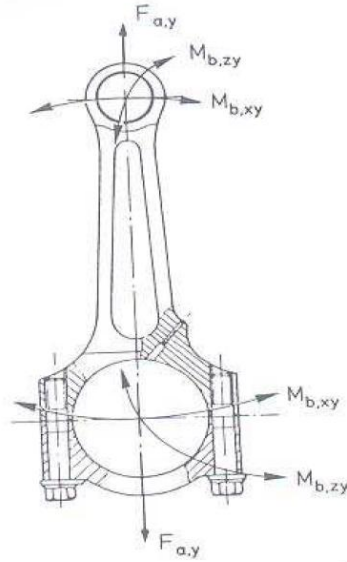


Şekil 5.73: Biyel kolu tasarımı.

Montaj görüntüsü yukarıda verilen biyel kolu üç ana parçadan oluşmaktadır. Bu parçalar biyel kolu kısmına civatalar ile bağlantının sağlandığı kep kısmı, eksantrik mil ile üst zımba tutucu blok arasında köprü vazifesi gören biyel kolu kısmı ve üst zımba tutucu bloğa bağlantının yapılmasını sağlayan elma vida kısmı olarak sayılabilir. Biyel kolunun tamamı GGG 60 malzemedan imal edilir. Eksantrik mil ile biyel kolunun temas ettiği kısım olan yataklarda CuSn12 malzeme kullanılmıştır. Biyel kolu ile eksantrik milin bağlandığı kısımlar hidrostatik radyal kaymalı yataklar için örnek teşkil etmektedir. Biyel kolu ve kep kısmının bağlantısında kullanılan civatalar titreşimli ve dinamik yüklere maruz kalması ve

önemli bir bölgede çalışmaları sebebiyle civata kilitleme pulu ve civata sabitleyici sıvı ile desteklenmiştir. Aynı nedenlerden dolayı elma vida kısmında da civata sabitleyici sıvı kullanılmıştır.

Biyel kolları milyonlarca defa tekrarlı yüklere maruz kalmaktadırlar. Bu sebeple eksantrik milin kaçıklık olan kısmına tam uyacak şekilde ve tam toleranslı olarak imal edilmeleri gerekmektedir. Pres içerisindeki hareketini düşünersek, biyelin uç kısmında;  $M_b$ , xy yönünde ve  $M_b$ , zy yönünde moment kuvvetleri etkimektedir. Biyelin baş kısmında ise  $M_b$ , xy yönünde ve  $M_b$ , zy yönünde etkiyen moment kuvvetleri bulunmaktadır. Ayrıca biyel üzerinde  $F_a$  (y yönünde) aksenal basma ve çekme kuvvetleri etkili olmaktadır [51].



Şekil 5.74: Biyel koluna etkiyen kuvvetler [51].

Biyel koluna etkiyen kuvvetlerin burkulmaya sebep olmadığından emin olabilmek amacıyla biyel kolunda burkulmanın meydana geleceği  $F_{\text{burkulma}}$  kuvveti hesaplanmalıdır.

Biyel kolunun atalet momenti:

$$J_x = 3650434,49 \text{ mm}^4$$

$$J_y = 7966864,03 \text{ mm}^4$$

$$J_z = 9327980,52 \text{ mm}^4$$

Biyel kolunun kesit alanı:

$$A = (73,5 \times 98,5) - \frac{\pi \cdot (43)^2}{4} = 5787,55 \text{ mm}^2$$

$$i = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}} \quad ; \quad J_{min} = 3650434,49 \text{ mm}^4$$

$$i = \sqrt{\frac{3650434,49}{5787,55}} = 25,1 \text{ mm}$$

Burkulmanın olup olmayacağı konusunda fikir sahibi olmak için narinlik derecesini ( $\lambda$ ) hesaplamalıyız. Bunun için burkulma boyunu belirlemeliyiz.

$$s = 0,7.L = 0,7.248,2 = 173,74 \text{ mm}$$

Narinlik derecesi;

$$\lambda = \frac{s}{i} = \frac{173,74}{25,1} = 6,92$$

Dökme demir malzemesi için burkulma sınır değeri  $\lambda_0 = 80$  olduğundan,  $\lambda < \lambda_0$  hesap sonucuna göre elastik olmayan burkulma söz konusudur.

$$F_{bk} = \frac{1.10^5 \cdot 3650434,49 \cdot \pi^2}{(173,74)^2} = 119356114 \text{ N}$$

Tasarladığımız sistemde, biyel kolu üzerinde burkulmanın meydana geleceği kuvvetin oluşması imkânsızdır. Bu sebeple tasarımda boyutlandırılan biyel kolu burkulma açısından güvenlidir.

### 5.2.3.5.1 Biyel Kolu Analizi

Tasarımı gerçekleştirilen presin biyel kolu Ansys Workbench 2019 R2 Academic programında analiz edilmiştir. Eksantrik mil ile üst zımba tutucu blok arasında kuvvet iletimini sağlayan biyel kolu özellikle üst zımba tutucu blok en alt konumdayken 100000 N'luk basma kuvveti etkisi altında kalmaktadır. Bu kısımda bahsedilen basma kuvvetinin biyel kolu üzerindeki oluşturduğu toplam yer değiştirme, eşdeğer gerilme (von-Mises) ve güvenlik katsayısı ile ilgili analizler Static Structural modülünde yapılarak sonuçlar elde edilmiştir.

Ansys Workbench 2019 R2 Academic programında yapılacak olan analiz için ilk olarak Solidworks 2016 programında çizimi yapılan katı modelin Ansys'e aktarımı gerçekleştirilmiştir. Biyel kolu malzemesi olan GGG 60 sfero döküm malzemenin

özellikleri tanımlanmıştır. Ansys programında, üçgen eleman tipi, eleman sayısı 16600 ve düğüm noktası sayısı 26850 olduğu halde analiz yapılmıştır.

Biyel kolu, üst zımba tutucu blok en üst konumdayken çekme gerilmesine maruz kalmaktadır. Oluşan çekme gerilmesi üst zımba tutucu bloğun ağırlığı kadardır. Üst zımba tutucu bloğun ağırlığı yaklaşık olarak 300 kg kadardır. Tek biyel koluna düşen çekme gerilmesi yaklaşık olarak 150 kg veya 1500 N olarak hesaplanabilir. 1500 N biyel kolu üzerinde oluşturacağı etki göz ardı edilebilecek seviyelerde olduğu için herhangi bir analize ihtiyaç duyulmamıştır.

Çekme Mukavemeti:  $600 \text{ N/mm}^2$

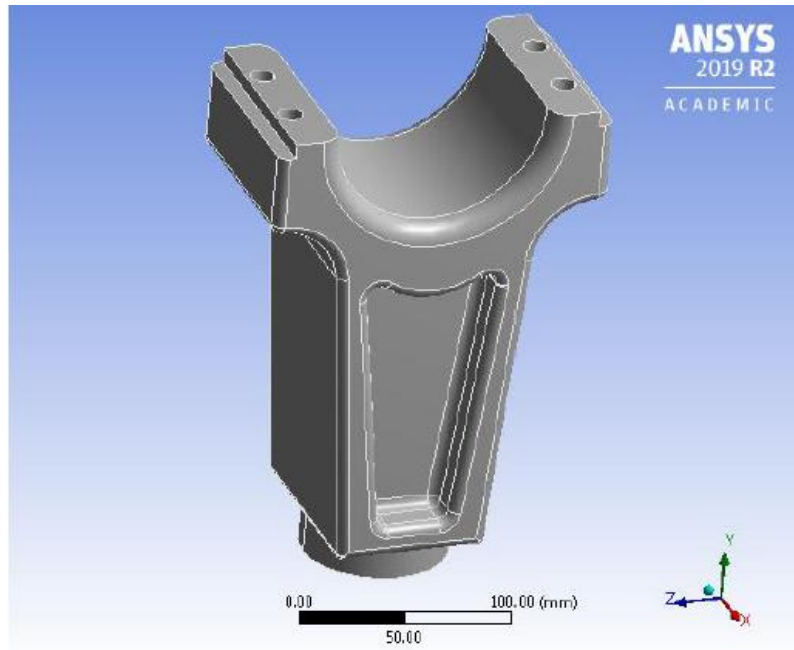
Akma Sınırı:  $380 \text{ N/mm}^2$

Elastisite Modülü:  $174 \text{ kN/mm}^2$

Basma Dayanımı:  $1000 \text{ N/mm}^2$

Kayma Gerilmesi:  $540 \text{ N/mm}^2$

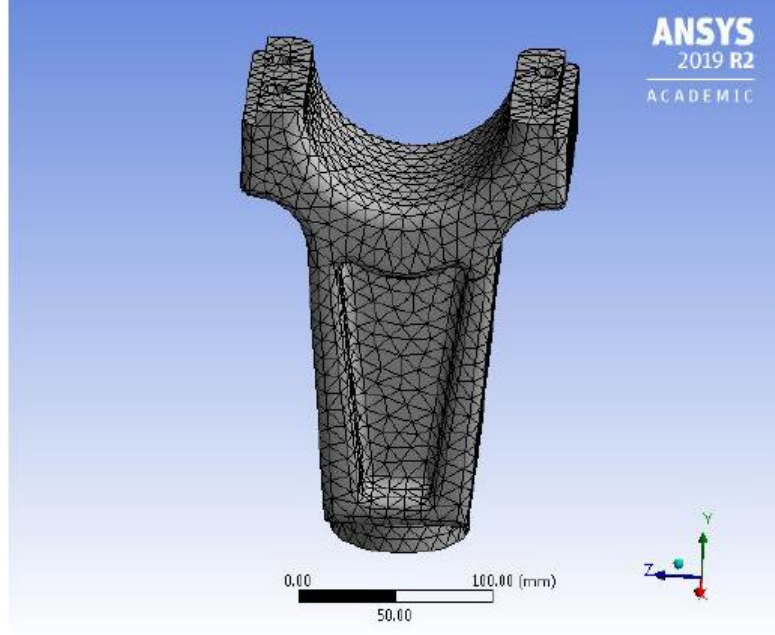
Yoğunluk:  $7,2 \text{ kg/dm}^3$  olarak tanımlanmıştır.



Şekil 5.75: Analizi yapılan biyel kolu tasarımı.

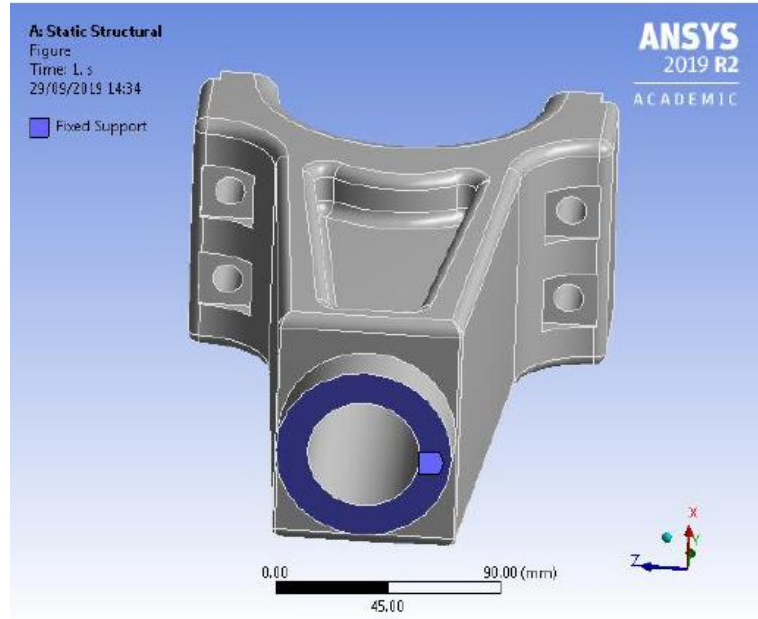
Şekil 5.76'da görüldüğü gibi tamamlanmış olan biyel kolu tasarımı meshlenmiştir. Mesh yaparken üçgen eleman tipi kullanılmıştır.





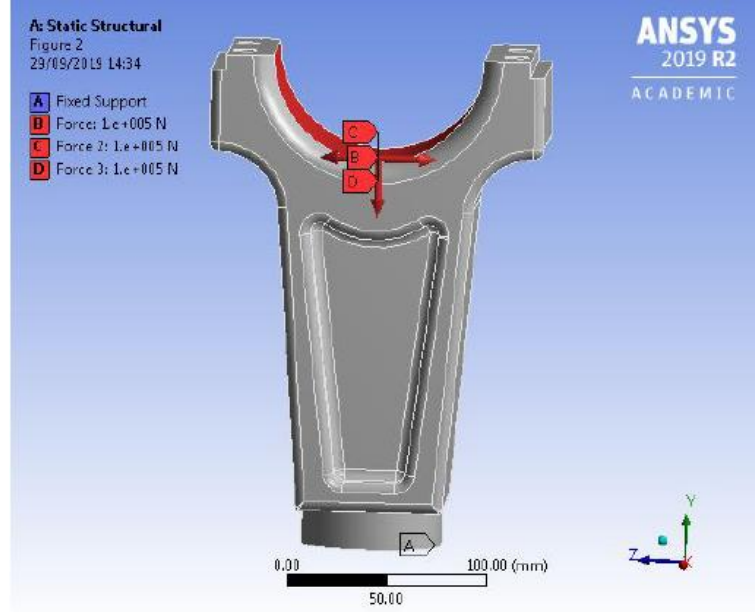
**Şekil 5.76:** Analizi yapılan biyel kolunun meshlenmiş hali.

Şekil 5.77'de görüldüğü gibi biyel kolu tasarımının alt kısmındaki mesnet noktaları tanımlanmıştır. Seçilen kısımlar üst blok ile bağlantının gerçekleştirileceği noktalardır.



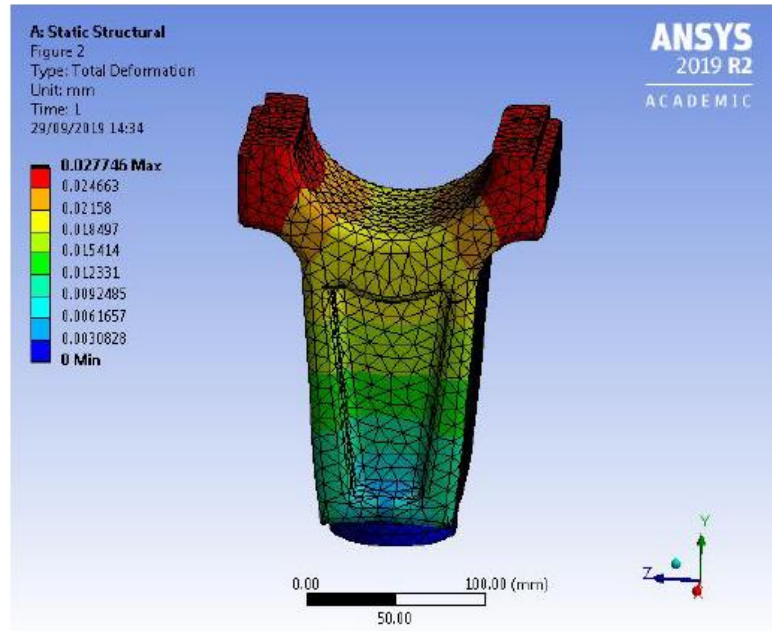
**Şekil 5.77:** Biyel kolunda mesnet noktalarının belirlenmesi.

Şekil 5.78'de görüldüğü üzere biyel kolu tasarımının eksantrik mil ile temas eden noktalarında üç yönde 100000 N kuvvet uygulanmıştır. Eksantrik mil ile üst zımba tutucu blok arasında kuvvet iletimini sağlayan biyel kolu özellikle üst zımba tutucu blok en alt konumdayken basma kuvveti etkisi altında kalmaktadır.



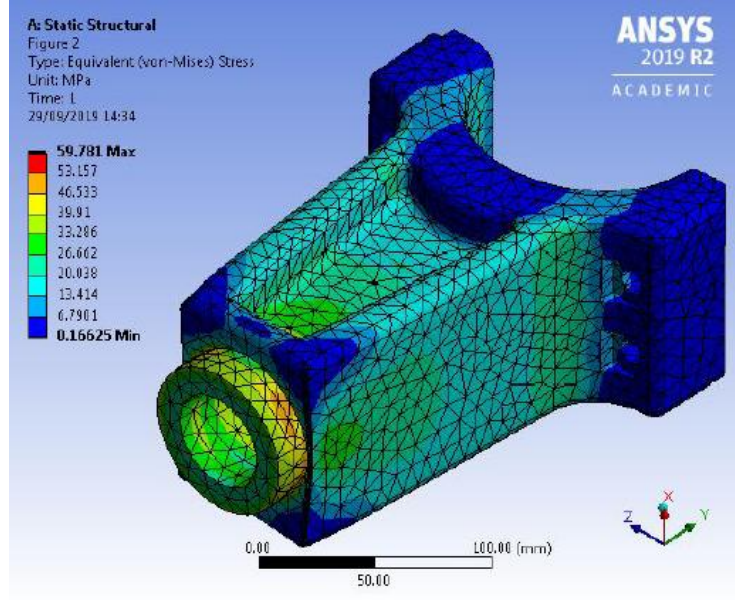
**Şekil 5.78:** Biyel kolunda basma gerilmesi oluşturan kuvvetlerin uygulanması.

Şekil 5.79'da biyel kolu toplam şekil değiştirme analizi verilmiştir. Biyel kolunda uygulanan kuvvetler ve tanımlanan mesnet noktalarının analizi sonucunda elde edilen şekil değiştirme sonuçları 0-0,027746 mm arasında değiştiği gözlenmiştir.



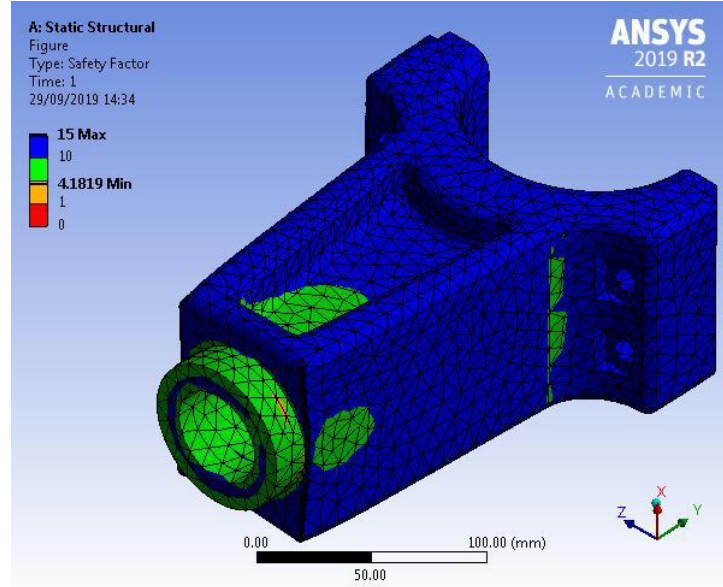
**Şekil 5.79:** Biyel kolu şekil değiştirme analizi.

Şekil 5.80'de biyel kolu eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi verilmiştir. Biyel kolunda uygulanan kuvvetler ve tanımlanan mesnet noktalarının analizi sonucunda elde edilen eşdeğer gerilme (von-Mises) sonuçları 0,16625-59,781 MPa arasında değiştiği gözlenmiştir.



**Şekil 5.80:** Biyel kolunun von-Mises akma kriterine göre eşdeğer gerilme analizi.

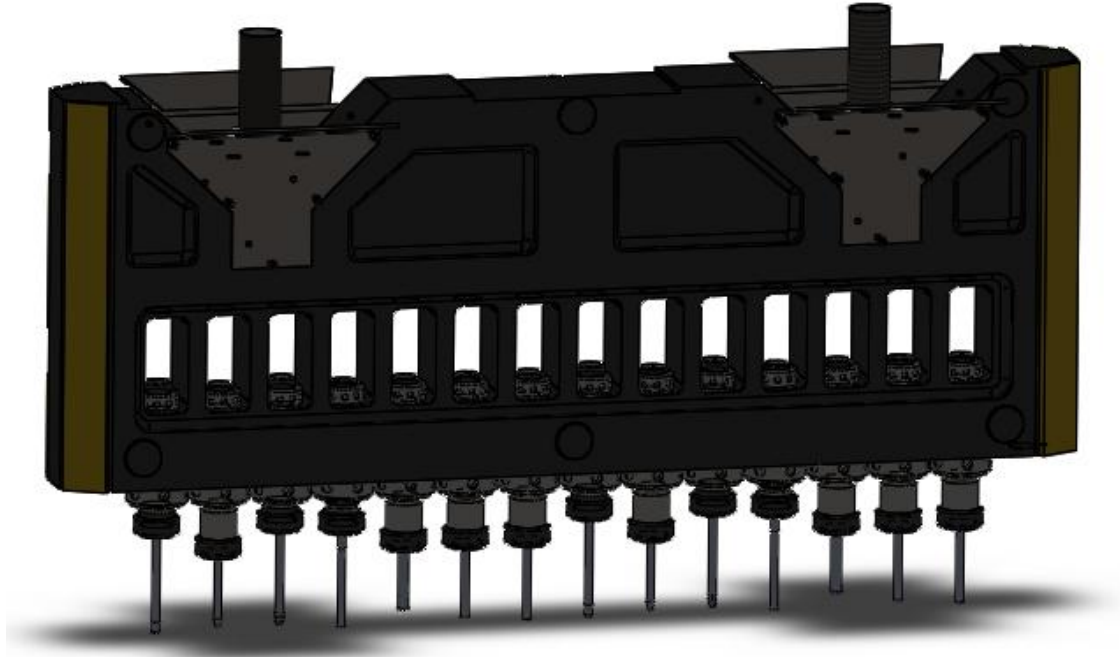
Şekil 5.81'de biyel kolu güvenlik katsayısı hesabı güvenlik katsayısının minimum olduğu bölgelere odaklanarak verilmiştir. Biyel kolunda uygulanan kuvvetler ve tanımlanan mesnet noktalarının analizi sonucunda elde edilen güvenlik katsayısı sonuçları 4,1819-15 arasında değiştiği gözlenmiştir.



**Şekil 5.81:** Biyel kolu analizinde güvenlik katsayısı.

### 5.2.3.6 Üst Zimba Tutucu Blok

Üst zimba tutucu blok eksantrik milin dönme hareketi yapmasıyla biyel kolu tarafından aktarılan hareket sonucu doğrusal hareket yapar. Üst zimba tutucu bloğun üzerindeki zimbalar yapılan doğrusal hareketler sonucunda iş yapar. Üst zimba tutucu bloğun kızaklar vasıtasıyla sürekli olarak aynı düzlemde hareket etmesi sağlanır. Kızaklar ile üst blok arasında pompa vasıtasıyla bir yağ filmi oluşturulur ve dış atmosferik basınç ile eşitlenerek kızakların üzerinde hareket ettiği çok ince bir yağ tabakası (30 µm kalınlığında) oluşur [41]. İki metalin sürtünmesi engellendiği için sürtünmeye bağlı aşınma ve kay-yapış tamamen ortadan kalkar. Bu kısımda oluşan yüksek yağ basıncı nedeniyle herhangi bir yabancı malzemenin kızak ile üst blok arasına girmesi engellenir. Üst zimba tutucu blok ile kızaklar arasındaki bu ilişki hidrostatik kaymalı yataklara iyi bir örnektir. Bu projede V kızak sistemi kullanılmıştır. Metalin metal üzerindeki hareketi nedeniyle kızak malzemelerinin sürtünme kat sayısı yüksektir. Kızak malzemesinin sertliği 60-62 HRC'dir.



Şekil 5.82: Üst zimba tutucu blok tasarımı.

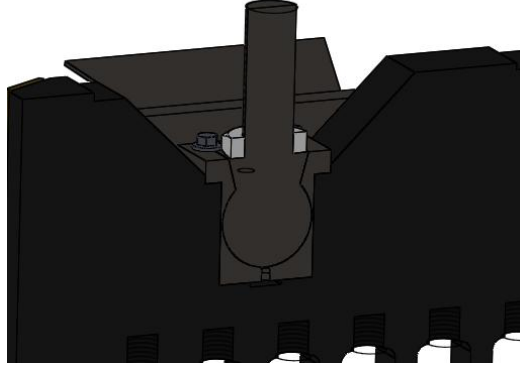
Ayrıca kızak yolları özellikle düşey doğrultuda yüksek dinamik esnemezlik ve sönümleme özelliklerine sahiptir.



**Şekil 5.83:** Üst zımba tutucu bloğun doğrusal hareket etmesini sağlayan kızaklar.

Üst zımba tutucu bloğa, zımbalar pensler ve pens somunları sayesinde sabitlenmiştir. Ürünlerin istenilen standartlarda üretilmesi için zımbalar üzerinde ayar yapılması gerekmektedir. Zımbaların konumu zımbaların oturduğu kısımları sabitleyen somunlar vasıtasıyla değiştirilerek istenilen standartlardaki ürünlerin üretimi gerçekleştirilir.

Üst zımba tutucu blok üzerinde yukarıdaki görselde görüldüğü üzere ağırlığı azaltmak amacıyla yapılan optimizasyonlar bulunmaktadır. Zımbaların üst ayar somununun bulunduğu yerde bloktan parçalar çıkarılarak hem ayar yapılması hem de üst zımba tutucu bloğun ağırlığının azaltılması planlanmıştır. Ayrıca blok üzerinde ağırlığı azaltmak amacıyla görselde görüldüğü üzere blok kalınlığı bazı kısımlarda düşürülmüştür. Blok kalınlığının düşürüldüğü noktalarda çentik etkisini yok etmek amacıyla kenarlara radyus verilmiştir.



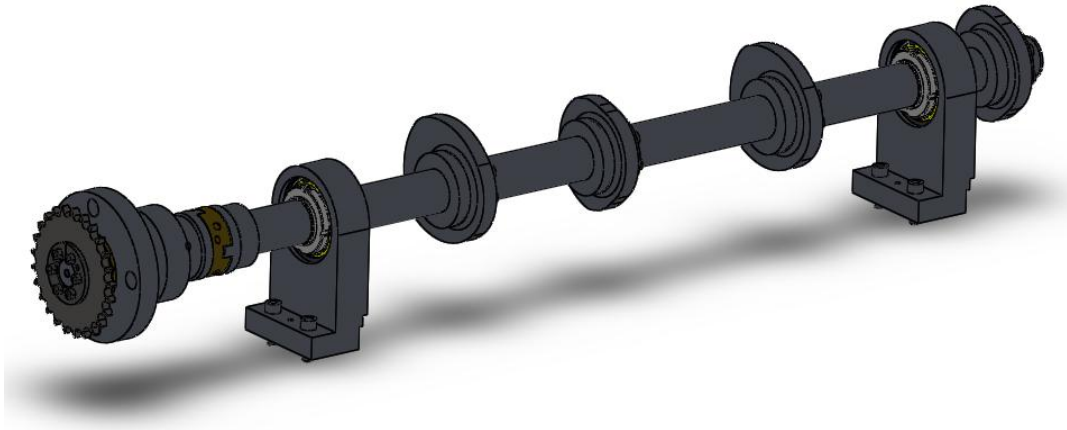
**Şekil 5.84:** Üst zımba tutucu blok içinde mafsal görevi gören elma vida.

Üst zımba tutucu bloğun biyel kollarıyla bağlantısı biyel kollarının üzerinde bulunan elma vidaların üst zımba tutucu blok içine gömülmesiyle sağlanmıştır. Elma vidalar blok içerisinde mafsal görevi görmektedir.

Üst zımba tutucu blok GGG 60 sfero döküm malzemeden imal edilecektir. Üst zımba tutucu bloğun bu malzemeden imal edilmesinin temel sebepleri olarak darbe dayanımının yüksek olması, döküm yöntemiyle kolay işlenebilen güçlü bir malzeme olması ve aşınma direncinin yüksek olması gösterilebilir.

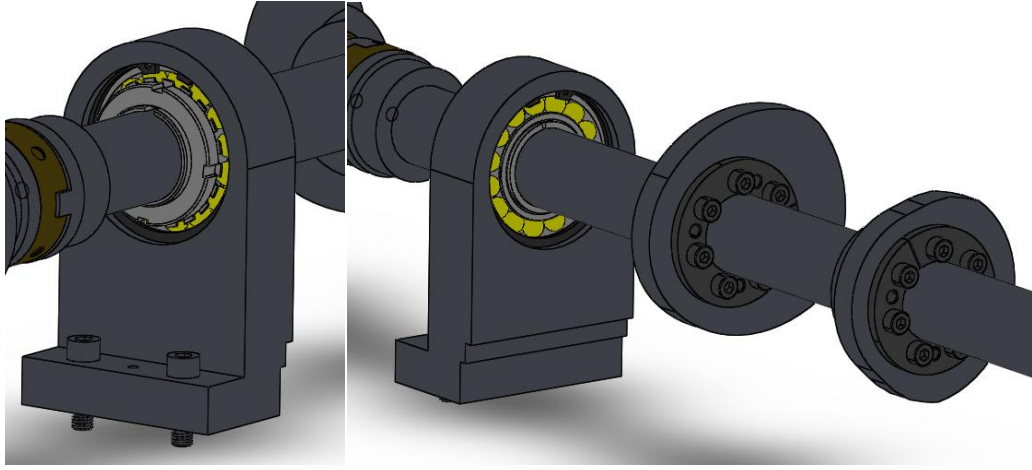
#### **5.2.3.7 Besleme Kam Mili**

Besleme kam mili nihai ürünü elde etmek için mermi çekirdeği montaj presine hareket diyagramına uygun olarak ham madde ve yarı mamul besleme işlemini gerçekleştirmektedir. Besleme işlemi kam mili üzerindeki kamların besleme kollarını harekete geçirmesiyle gerçekleşecektir.



**Şekil 5.85:** Besleme kam milinin genel görünümü.

Ham madde ve yarı mamul besleme prosesinin genel hareket diyagramına uygun olması için bütün sistemin tek bir noktadan hareket alması gerekmektedir. Besleme kam mili de presde hareketin iletiildiği son noktadır. Besleme kam miline hareket alt bloğun hareket etmesini sağlayan yatay kardan mili tarafından zincir vasıtasıyla iletilmektedir. Besleme kam milinin hareketi alan kısmında bir zincir dişlisi bulunmakta ve besleme kam milinin, zincir dişlisiyle bağlantısı kaplin tarafından sağlanmaktadır. Besleme kam mili iki adet çift sıralı bilyalı rulman tarafından yataklanmıştır. Rulmanların, kam miline montajında germe manşonu kullanılmıştır. Hareket diyagramına uygun bir şekilde tasarlanan ve besleme yapılmasını sağlayan kamların montajında kamasız kilitli kaplinler kullanılmıştır. Ayrıca zincir dişlisinin montajında kamalı kilitli kaplin kullanılmıştır.



**Şekil 5.86:** Besleme kam mili üzerinde gerdirme manşonuyla rulman montajı ve kamasız kilitli kaplin ile kam montajı.

Besleme kam mili vasıtasıyla hareket başka bir elemana iletilmez ve kamlar tarafından mile uygulanan herhangi bir büyük kuvvet yoktur. Bu nedenle besleme kam mili büyük kuvvetlerle burulma veya eğilmeye zorlanan bir eleman değildir. Bu sebepten dolayı tasarım aşamasında mil ile ilgili herhangi bir analiz veya hesaplama yapılmasına gerek duyulmamıştır.

### 5.2.3.8 Transfer Bar

Transfer bar tasarımı gerçekleştirilen presin 14 istasyonu arasındaki transfer işlemini gerçekleştirmektedir. Presin genel hareket diyagramına uygun olarak tasarlanmış ileriki bölümlerde bahsedeceğimiz bir kamdan hareketini almaktadır. Transfer işleminin nasıl gerçekleştiğini herhangi bir istasyondan örnek vererek şu şekilde açıklayabiliriz; 1. istasyonda işlem gören yüksük çıkarıcı zımbalar tarafından transfer barın yaylı tutucularına

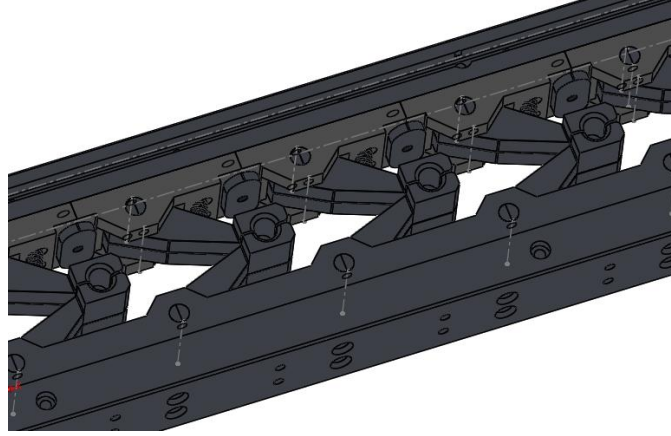
verilir. Tutucular tarafından alınan yüksük 2. istasyondaki üst zımba tarafından kalıp da işleme sokulur. Her bir devirde transfer bar işlem göreceği parçayı bir sonraki istasyona taşır. Daha sonra ise bir önceki yerine gelir ve sürekli olarak aynı işi tekrar eder.



**Şekil 5.87:** Transfer barın genel görünümü.

Transfer bar istasyonlar arası geçiş işlemlerini yaparken tutucuları sürekli olarak akımla kontrol eder. İşlem gören parçanın bir sonraki istasyona geçiş işlemi esnasında tutucularda herhangi bir parça olmadığı takdirde akım geçirilmez ve herhangi bir problem oluşmasına sebebiyet vermemek için pres durdurulur. Aynı şekilde transfer bar geçiş işlemini tamamladıktan sonra geri dönüş esnasında tutucular boş olarak görünmediği durumda pres olumsuz bir duruma sebebiyet vermemek için tekrar durdurulur. Transfer bar akımla kontrol edildiği için akım geçişinin sağlandığı yerler polietilen malzeme ile çok iyi bir şekilde izole edilmelidir. İzole işleminin iyi yapılmadığı durumlarda transfer bar hatalı komutlar alabilir. Örneğin transfer işlemi tamamlandıktan sonra geri dönerken kontrol edilen tutucular iyi izole edilmemiş ise tutucuların içinde hala bir sonraki istasyona geçmesi istenen parçanın var olduğu kabul edilerek pres durdurulacaktır. Bu hatalar presin verimini düşüreceği için transfer bar imalatı sırasında dikkatli olunmalıdır. Ayrıca transfer barın üst zımbalar ve çıkarıcı zımbalar ile aynı merkezde olması işlenecek ürünün tutucular tarafından sorunsuz bir şekilde alınması için çok önemlidir.





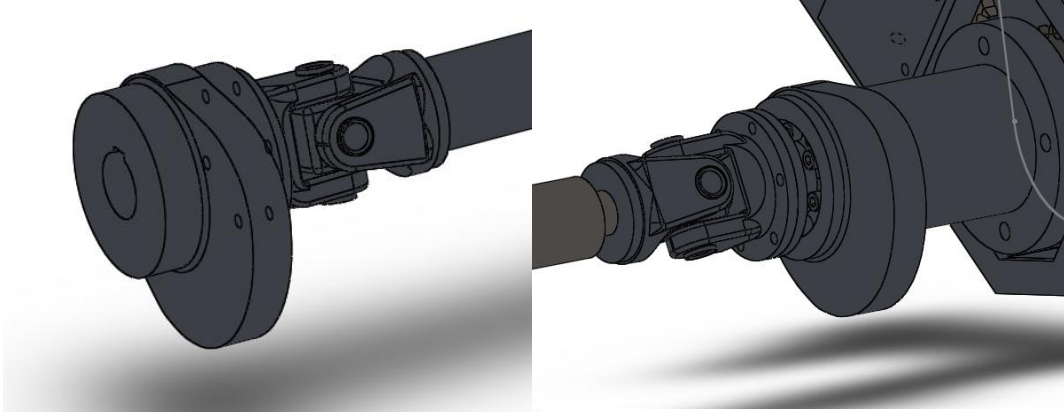
**Şekil 5.88:** Transfer barın tutucularının görünümü.

Transfer barın hafif olması istendiği için ve malzemenin kolay işlenebilir olması nedeniyle transfer barın imalatında alüminyum kullanılmaktadır. Akımın iletildiği kısımların izole olması istendiği için bu kısımlar polietilen malzeme ile kaplanmaktadır. Akımın algılandığı noktalarda ise iletkenliğinin yüksek olması nedeniyle bakır malzemeler kullanılmıştır. İşlenen parçaların istasyonlar arası taşınmasını sağlayan tutucularda ise aşınma direnci yüksek sert malzeme kullanılması gerekmektedir.

Transfer bar tasarımı 7,62x51, 7,62x39 ve 5,56x45 gibi büyük kalibrelerin imalatında istasyon sayısı ve tutucuların tasarımı açısından daha farklı bir hal almaktadır. Bu proje kapsamında 9x19 mm için transfer bar tasarımı gerçekleştirilmiştir.

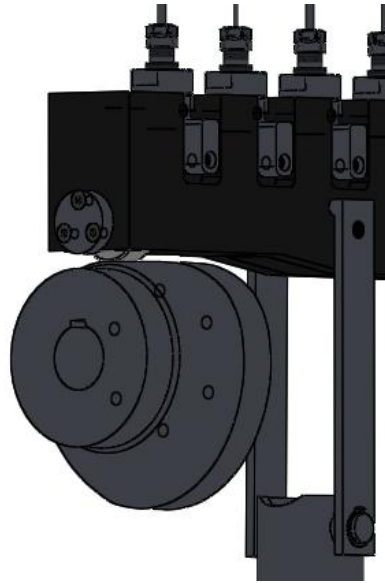
### **5.2.3.9 Çıkarıcı Zımba Tutucu Bloğun Kamları**

Çıkarıcı zımba tutucu bloğun kamları alt kısımda bulunan zincir vasıtasıyla besleme kam miline hareket aktaran yatay kardan mili üzerinde bulunmaktadır. Hareket diyagramına uygun bir şekilde tasarımı gerçekleştirilen kamlar üst zımba tutucu blok ve transfer bar ile senkronize bir şekilde hareket etmektedir. Çıkarıcı zımbaların üzerine herhangi bir yük binmemekte sadece işlenecek olan parçanın transfer barın tutucularına aktarım görevini üstlenmektedir.



**Şekil 5.89:** Çıkarıcı zimba tutucu bloğun kamları.

Çıkarıcı zimba tutucu bloğun kamlarının yatay kardan mili üzerindeki montajı çalışma esnasında herhangi bir kaymaya sebebiyet vermemesi için kama ve kamalı kilitli kaplin ile gerçekleştirilmiştir. Bunun nedeni çıkarıcı zımbalara hareket veren kamlarda herhangi bir konum kaybı olduğunda çıkarıcı zımbalar, üst zımbalar ve transfer barın zarar görebilme ihtimalinin yüksek olmasıdır.



**Şekil 5.90:** Çıkarıcı zimba tutucu bloğun kamları ve teması sağlayan rulmanların görüntüsü.

Çıkarıcı zimba tutucu bloğun kamları, çıkarıcı zimba tutucu bloğun üzerinde bulunan silindirik makaralı rulmanlara temas ederek hareket aktarımını gerçekleştirmektedir [52]. Çıkarıcı zimba tutucu bloğun kamları ve rulmanların herhangi bir zamanlama hatası olmaması için birbirine sürekli olarak temas halinde olması gerekmektedir. Hareket hızı yüksek olduğu için blok rulmanları ile kamlar arasındaki temasın kesilmemesini geri dönüş baskı yayları sağlamaktadır.

### **5.2.3.10 Zincir Dişli Kutusu**

#### **5.2.3.10.1 Zincir Mekanizmasının Genel Özellikleri**

Zincir mekanizmaları dişli çark ile kayış kasnak mekanizmaları arasında ara bir mekanizma olarak kabul edilmektedir. Dişli çarklarda olduğu gibi, hareket şekil bağı olarak doğrudan doğruya temas yolu ile iletilir. Kayış-kasnak mekanizmaları ile benzerliği ise, döndüren çarkların arasında zincir denilen üçüncü bir elemanın olmasıdır [56].

Zincir mekanizmalarının avantajı ve dezavantajı sahip olduğu durumlar bulunmaktadır [56].

#### **Avantajları:**

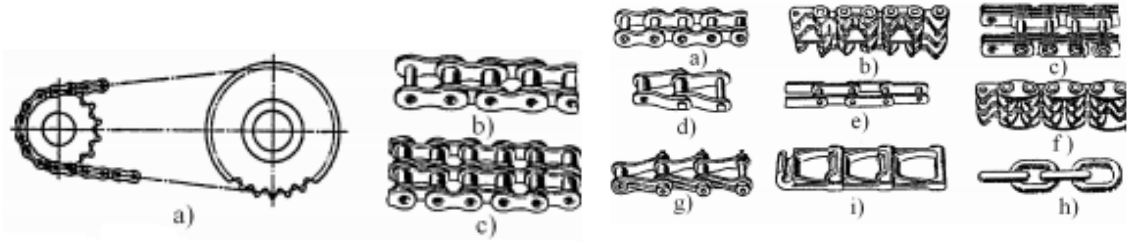
1. Oldukça uzak mesafelere güç ve hareket iletimi sağlayabilirler [56].
2. Hareket şekil bağı olduğu için çevrim oranı sabittir [56].
3. Bir milden, aynı anda birkaç mile hareket iletimi sağlayabilirler [56].
4. Farklı ortamlarda (sıcaklık, pislik, toz, rutubet) iyi bir çalışma kabiliyeti gösterebilir [56].
5. İyi bir verime sahiptir ( $\eta = 0,96...0,98$ ) [56].
6. Büyük güçlerin iletimini sağlayabilir [56].

#### **Dezavantajları:**

1. Ağır ve pahalı bir konstrüksiyon oluştururlar [56].
2. İletilen hızın sabit olmaması ve bu nedenle kütleli kuvvet, darbe ve titreşimlerin oluşmasından dolayı gürültülü çalışırlar [56].
3. Yüksek hızlarda kötü ve gürültülü çalışırlar [56].
4. Dikkatli montaj ve iyi bir yağlama isterler [56].

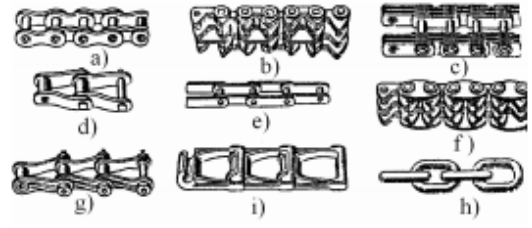
#### **5.2.3.10.2 Zincir Çeşitleri**

Zincir mekanizmasının sınıflandırılması zincirlerin şekillerine göre yapılır. Bu bakımdan rulolu manşonlu, burçlu, kademeli rulolu, özel kademeli rulolu, menteşeli, baklalı gibi zincir çeşitleri bulunmaktadır. Zincir mekanizmaları rulolu manşonlu, dişli, menteşeli vb. gibi sınıflara ayrılmaktadır. Hareket iletiminde en çok rulolu manşonlu ve dişli zincirleri kullanılır [56].



Zincir mekanizması (a) ve rulolu manşonlu (b,c) zincir

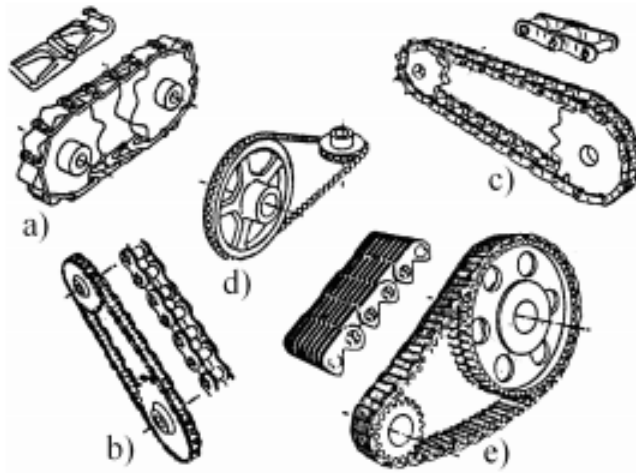
Şekil 5.91: Zincir mekanizması çeşitleri [56].



Zincir çeşitleri:

a,c,e – burçlu; b,f – dişli; d – kademeli rulolu; g – özel kademeli; i – menteşeli; h - baklalı

Şekil 5.92: Zincir çeşitleri [56].



Zincir mekanizması çeşitleri:

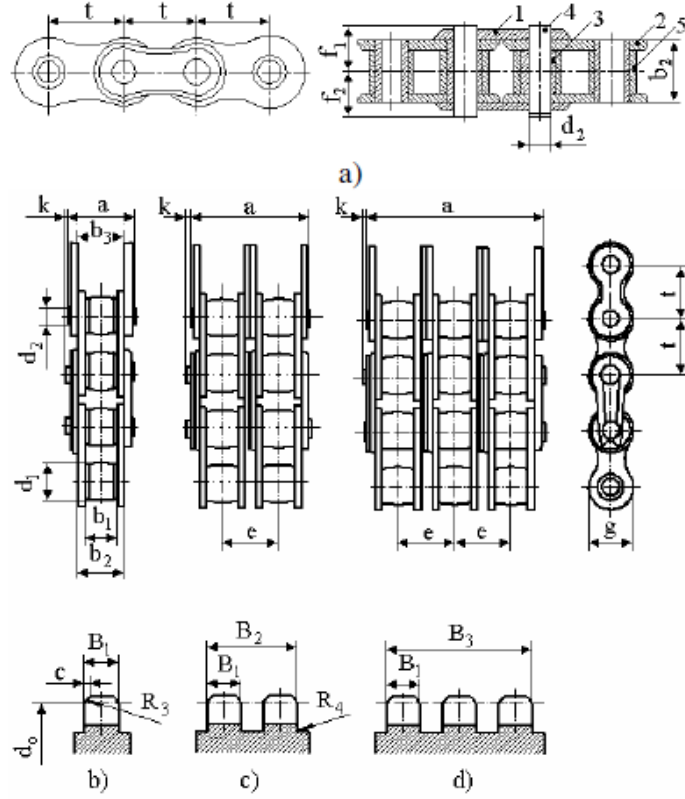
a – menteşeli; b – rulolu – manşonlu; c – kademeli rulolu; d – boncuklu; e - dişli

Şekil 5.93: Zincir mekanizması çeşitleri [56].

### 5.2.3.10.3 Zincirlerin Konstrüksiyon Şekilleri

Zincir, birbirine mafsallarıyla bir araya getirilen pek çok rijit parçadan oluşan bir sistemdir. Zincirin çarkın üzerine sarılması için ihtiyaç duyulan esneklik kabiliyeti, mafsallar tarafından sağlanmaktadır [56].

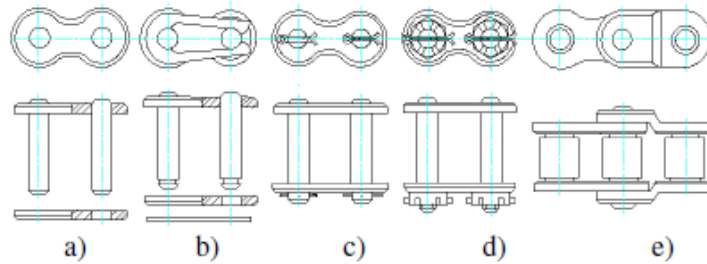
Rulolu manşonlu zincirler, Şekil 5.94 a'da görüldüğü gibi dış (1) ve iç (2) bakla, burç (3), perno (4) ve rulo (5) gibi parçaların bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. Baklaların arasında esneklik, burcun perno üzerine boşluklu olarak montajının gerçekleştirilmesiyle sağlanmaktadır. Bu zincirler tek sıralı Şekil 5.94 b'de, iki sıralı Şekil 5.94 c'de, üç sıralı Şekil 5.94 d'de görüldüğü gibi ya da büyük güç aktaran sistemlerde 24 sıralı olabilmektedir. Şekil 5.94 b, c, d şekillerinde bu zincirlerin diş profilleri de verilmiştir [56].



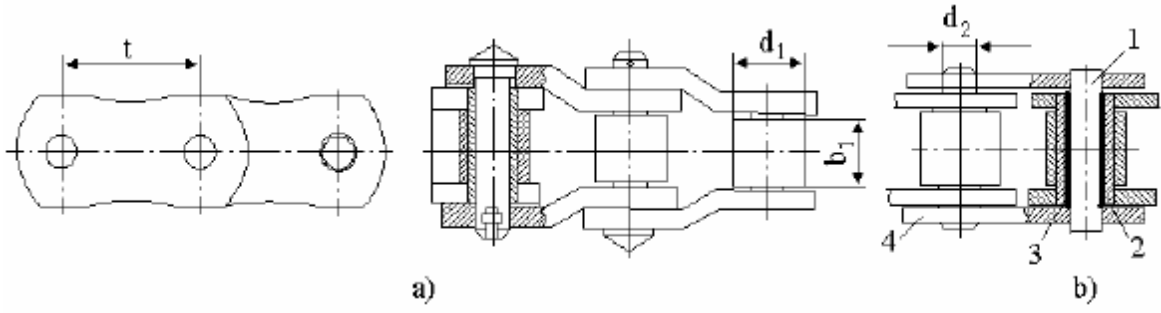
**Şekil 5.94:** Rulolu manşonlu zincirler [56].

Zinciri oluşturan eleman sayısı çift olduğunda, Şekil 5.95’de gösterildiği gibi yaylı kent (b), gupilya (c) veya cıvata (d) ile, tek sayılı olanlarda uçların bir araya getirilmesi genişletilmiş eleman ile yapılmaktadır. Aşınmayı engellemek amacıyla ruloların yüzeyleri HRC = 40...60 arası sertlik değerine sahip olmalıdır. Günümüzde perno (1) ile burç (2) arasına plastik malzemeden yapılmış ve yatak görevini yapan bir ikinci burç (3) daha yerleştirilmektedir (Şekil 5.96 b) [56].

Bu zincirlerin başka bir çeşidi kademeli rulolu manşonlu zincirdir (Şekil 5.96 a). Ağır şartlara maruz kalan mekanizmalarda yaygın olarak kullanılmaktadır [56].

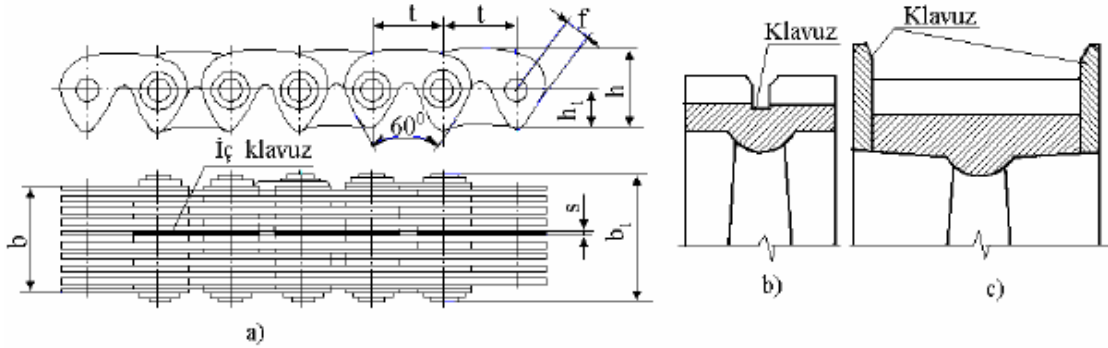


**Şekil 5.95:** Rulolu manşonlu zincirlerin bağlama şekilleri [56].



**Şekil 5.96:** Kademeli rulolu manşonlu zincirlerin bağlama şekilleri [56].

Dişli zinciri, Şekil 5.97’de görüldüğü gibi meydana getiren baklaların alt kısmı dış biçimindedir. Baklalar birbirine pim aracılığıyla montajlanmıştır. Dış profilleri doğrusal olup, profil açısı  $60^\circ$  dir. Yüksek hızlarda gürültüsüz çalışır. Bu nedenle sessiz zincir olarak da adlandırılır. Bu zincirlerin dezavantajları pahalı olmaları ve çok bakım istemeleridir. Baklaların temas yüzeyleri HRC = 40...50 arasında sertlik değerine sahiptir. İyi bir şekilde merkezlemek amacıyla çarkta açılmış bir kanal içerisine Şekil 5.97 b’de giren ve zincirin ortasında tek sıra olarak kullanılan özel kılavuz baklaları Şekil 5.97 a’da görüldüğü gibi yerleştirilir veya çarkın her iki yanına Şekil 5.97 c’deki gibi kılavuz takılır [56].



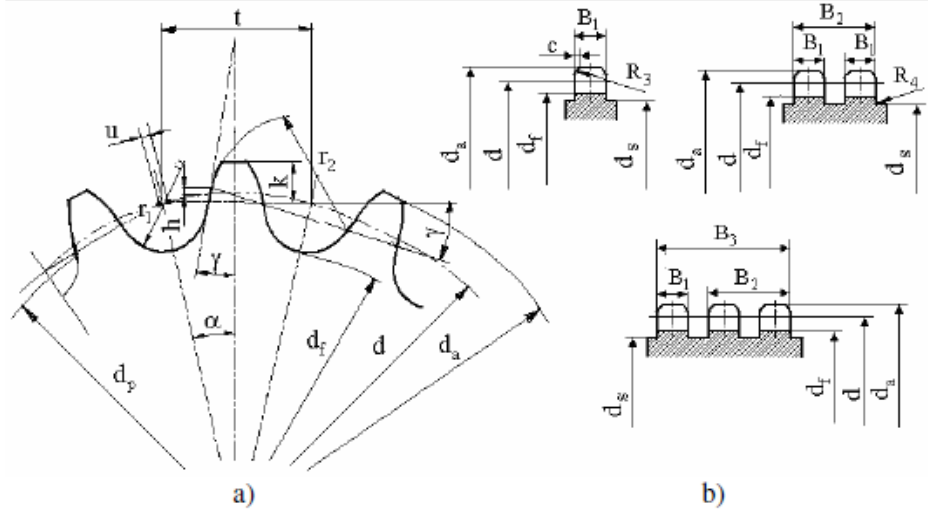
**Şekil 5.97:** Dişli zincirler (a) ve çarklar (b, c) [56].

#### 5.2.3.10.4 Rulolu Manşonlu Zincir Dişli Çarkların Özellikleri ve Boyutları

Rulolu manşonlu zincirler için kullanılan dişli çarkların profilleri DIN 8196’ya göre doğrusal bir kısım ile birleştirilen  $r_1$  ve  $r_2$  yarıçaplarında iki dairesel yaydan meydana gelmektedir (Şekil 5.98 a). Merkezi çarkın taksimat dairesi üzerinde yer alan  $r_1$ ’in değeri, rulonun yarıçapından biraz daha büyüktür. Bu nedenle zincirle diş arasında  $u$  değerinde bir boşluk oluşmaktadır.  $r_2$ ’nin değeri  $z$ ’ye bağlı olarak değişmekte ve merkezi,  $z$  ve profil açısı  $g$  tarafından belirlenmektedir.  $V < 12$  m/s çevre hızında  $g = 15^\circ \pm 2^\circ$  ve  $V > 8$  m/s’de ise  $g = 19^\circ \pm 3^\circ$  olarak alınır [56]. Zincirin veya çarkın adımı;

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_e}{z_1 \cdot p_{em} \cdot m}} \text{ denklemi ile hesaplanır.}$$

Burada  $T_1$ ; döndüren çarkın burulma momenti (Nmm),  $z_1$ ; döndüren çarkın diş sayısı,  $p_{em}$ ; özel basıncın orta sınır değeridir [56].



Şekil 5.98: Rulolu, manşonlu ve burçlu zincirlerin dişli çarkları [56].

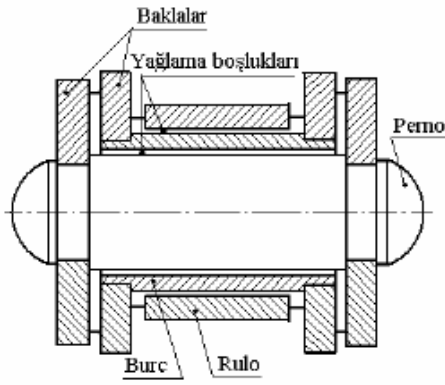
### 5.2.3.10.5 Konstrüksiyon Özellikleri

#### 5.2.3.10.5.1 Yağlama Yöntemleri

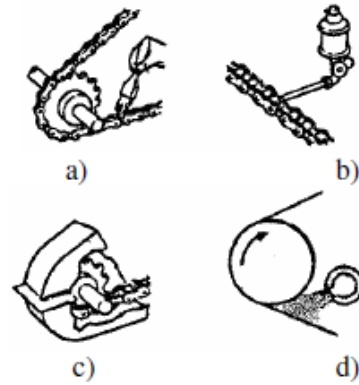
Zincir mekanizması çok iyi bir yağlama ile azami çalışma kapasitesine ulaşabilir ve düzenli bir yağlama ile bu kapasiteyi uzun süre koruyabilir. Zincirlerin yağlanması bu sebeple çok önemli bir rol oynamaktadır. Yağlama işleminin, yağın bütün sürtünme yüzeylerini kapsayacak biçimde yapılması gerekmektedir. Şekil 5.99'da görülen rulolu burçlu zincirde, perno ile burç, burç ile rulo ve rulo ile dişli çarkın dişleri arasında yağ girebilmelidir [56].

Tablo 5.6: Zincir mekanizmaları için kullanılan yağın seçimi [56].

Sıcaklık	Yağ	Sıcaklık	Yağ
$< -5^{\circ}\text{C}$	SAE 10	$35^{\circ}\text{C} \dots + 55^{\circ}\text{C}$	SAE 40
$-10^{\circ}\text{C} \dots + 15^{\circ}\text{C}$	SAE 20	$+45^{\circ}\text{C} \dots + 65^{\circ}\text{C}$	SAE 50
$+5^{\circ}\text{C} \dots + 45^{\circ}\text{C}$	SAE 30	$+55^{\circ}\text{C} \dots + 75^{\circ}\text{C}$	SAE 60

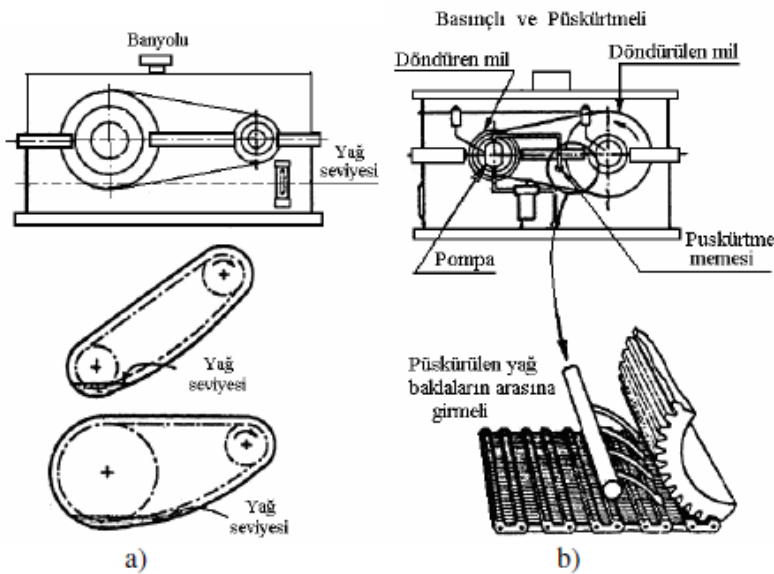


Şekil 5.99: Etkili yağlama [56].



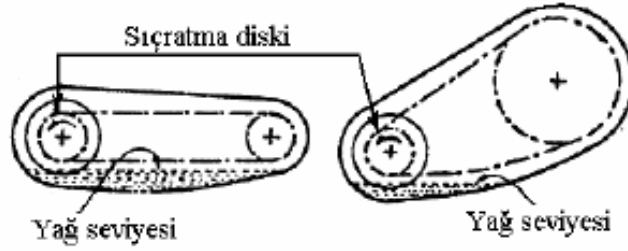
Şekil 5.100: Yağlama yöntemleri [56].

Şekil 5.100’de verilen zincir mekanizmalarında elle (a), damlalı (b), banyolu (c) ve basınçlı (püskürtmeli) (d) yağlama yöntemleri gösterilmektedir. Elle yağlama düşük hız ve güçlerde yapılır. Banyolu yağlama  $V \leq 10$  m/s’ye kadar, basınçlı ve püskürtmeli yağlama  $V > 7,5$  m/s’ye kadar olan hızlarda uygulanır. Şekil 5.101 a’da görülen banyolu ve basınçlı yağlamada, mekanizmanın kapalı bir sistem içinde çalışması gerekir. Banyolu yağlama sisteminde, zincirin kolu çok az girmek şartıyla dişli çarkların biri Şekil 5.101 a’daki gibi yağ banyosuna daldırılır. Dalma derinliği 1,5.t olarak tavsiye edilmektedir. Bazı hallerde zincir kollarının yağ banyosuna girmemesi için, küçük dişlinin mili üzerine dişliden daha büyük ve yağ banyosuna giren bir disk takılır ve takılan bu diskin yağın içine girip çıkarak Şekil 5.102’de gösterildiği gibi sıçrama yolu ile yağlama yapması sağlanır. Basınçlı yağlamanın en iyi yolu ise püskürtmeli yağlamadır. Şekil 5.101 b’de bu yöntem yağ devresi, pompa, filtre süzgeç gibi elemanların bir araya gelmesiyle yapılabilmektedir [56].



Şekil 5.101: Banyolu (a) ve basınçlı (püskürtmeli) (b) yağlama [56].

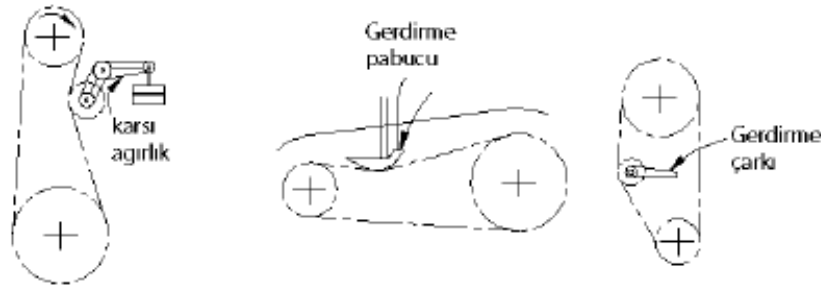




Şekil 5.102: Diskli (sıçratmalı) yağlama [56].

#### 5.2.3.10.5.2 Gerdirme Sistemleri

Montaj ve imalat hataları sebebiyle veya çalışma esnasında ortaya çıkan uzama nedeniyle, eksenler arası mesafe sabit kaldığı sürece zincir, dişli çarkın dışına çıkabilir. Bu durumu engellemek amacıyla gerdirme sistemleri kullanılır. Kayış kasnak mekanizmalarında olduğu gibi gerdirme, eksenler arası mesafesini değiştirmek veya gergi dişlisi kullanılarak sağlanabilir. Genel olarak gergi çarkı kullanılması yöntemi uygulanır. Gergi çarkı, zincirin gevsek koluna ve döndüren çarka daha yakın olacak biçimde konumlandırılır (Şekil 5.103). Minimum diş sayısının  $z_g=17$  olması gereken gergi dişlisinin en az üç dişli ile aynı anda zincir ile kavrama durumunda olması gerekir. Gerdirme kuvveti, ağırlık veya yay vasıtasıyla sağlanır (Şekil 5.103). Yavaş çalışma hızlarında ve küçük güçlerde, gerdirme için çark tersine bir pabuç kullanılması tavsiye edilmektedir [56].

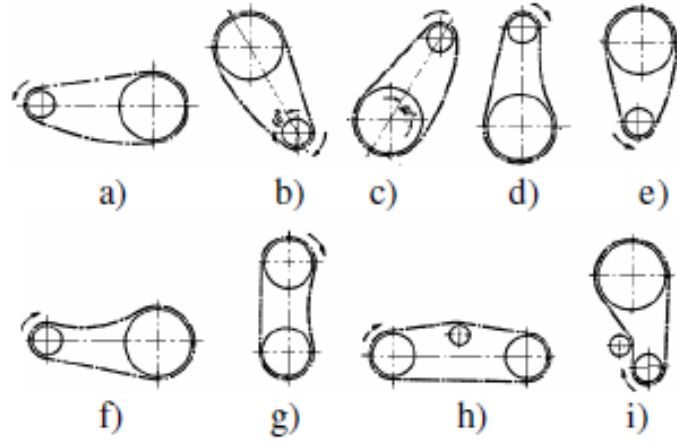


Şekil 5.103: Gerdirme yöntemleri [56].

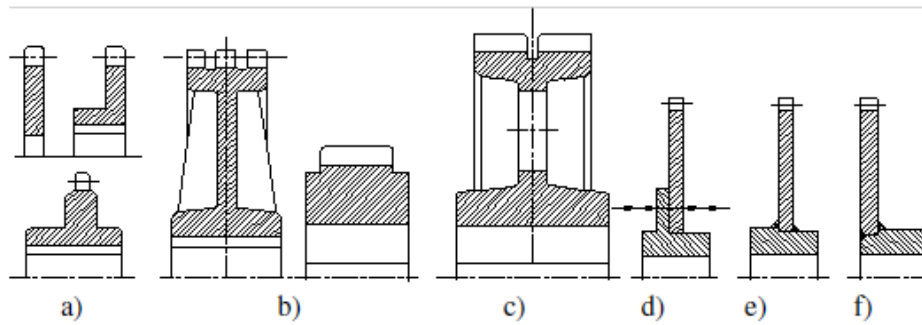
#### 5.2.3.10.5.3 Zincir Mekanizmalarının Tertipleme Çeşitleri ve Dişli Çarkların Konstrüksiyonu

En iyi çalışma hali, çarkların eksenleri yatay düzlem içinde olduğunda oluşmaktadır (Şekil 5.104 a). Eksenleri eğik bir düzlem içinde olan sistemlerde normal bir çalışma sağlamak için eğim açısının en çok  $60^\circ$  olması önerilir (Şekil 5.104 b, c). Bu hallerde gevşek kolların altta olmasına dikkat edilmelidir. Şekil 5.104 d, e, f, g'de verilen şekiller dönme yönü

tertiplmeleri için uygun değildir. Şekil 5.104 h, ı'daki gerdirme kasnaklı sistemlerde dönme yönleri gösterilmiştir. Montaj bakım ve çözme işlemlerini kolaylaştırmak amacıyla eksenler arası mesafenin  $a_0 = 1,5.t$  kadar bir ayar mesafesine sahip olması gerekmektedir. Uzun zincirlerde titreşimleri engellemek amacıyla şekil 5.104 b'de gösterildiği gibi sönümleme elemanları kullanılmalıdır. Rulolu burçlu ve burçlu zincirler için dişli çarkların konstrüksiyon şekilleri Şekil 5.105 a'da gösterilmiştir. Şekil 5.105 e,f 'de kaynak yolu ile imalatı yapılan dişli çarklar ve Şekil 5.105 d'de birbirine civata ile bağlanan ve göbekte gövdeden oluşan iki parçalı bir dişli çark gösterilmiştir. Dişli zincirler için, Şekil 5.105 b'de dıştan kılavuzlu ve Şekil 5.105 c'de içten kılavuzlu zincir dişlilerinin konstrüksiyon şekilleri verilmiştir [56].



**Şekil 5.104:** Zincir mekanizmalarının tertipleme şekilleri [56].



**Şekil 5.105:** Zincir çarklarının konstrüksiyon şekilleri [56].

### 5.2.3.10.6 Zincir Dişli Sistemi Hesapları

Döndürülen milin ilettiği güç:

$$P_1 = 5,5 \text{ Kw}$$

Dönme hızı:

$$n_1 = 120 \text{ d/d}$$

Döndürülen milin dönme hızı:

$$n_2 = 120 \text{ d/d}$$

Yukarıda verilen değerler doğrultusunda rulolu manşonlu zincir mekanizması boyutlandırılarak, kontrol hesabı yapılacaktır.

Döndürülen dişli çarkın milindeki burulma momenti:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{5,5 \times 10^3}{12,57} = 438 \text{ N.m} = 438 \times 10^3 \text{ N.mm}$$

Burada;

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 120}{30} = 12,57 \text{ r/s}$$

Zincir mekanizmasının çevrim oranı:

$$u_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{120}{120} = 1$$

Döndürülen dişli çarkın diş sayısı:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u_1 = 31 - 2 \cdot 1$$

$z_1 = 29$  ve minimum diş sayısı ise,

$$z_{\min} = 19 - 2 \cdot u_1 = 19 - 2 \cdot 1$$

$$z_{\min} = 17$$

$z_1 = 25$  olarak kabul edilir. ( $z_1 = z_{\min} = 21 \dots 25$  dâhil olmak üzere bu sayıların arasında tek sayı olarak alınması önerilir.)

Döndüren dişli çarkın diş sayısı:

$$z_2 = z_1 \cdot u_1 = 25 \cdot 1$$

$$z_2 = 25$$

Ortam veya yük katsayısı hesabı:

$$k_e = k_d \cdot k_a \cdot k_h \cdot k_p \cdot k_y \cdot k_i$$

Burada  $k_d$  dinamik yük faktörü, statik yüklemde  $k_d = 1$  olarak alınır.

$k_a$  eksenler arası mesafeyi göz önüne alan faktördür ve  $a \leq (30 \dots 60) \cdot t$  olduğunda  $k_a = 1$  olarak kabul edilir.

$k_h$  eğim açısı faktörüdür ve  $\beta < 60^\circ$  de  $k_h = 1$ ;  $\beta > 60^\circ$  de ise  $k_h = 1,25$  alınır.  $k_h = 1,25$

$k_p$  gerdirme faktörüdür.  $k_p = 0,70$

$k_y$  yağlama usulünü göz önüne alan faktördür. Çırpmalı yağlamada  $k_y = 1$  alınır.

$k_i$  vardiya sayısını göz önüne alan faktördür. Tek vardiya için  $k_i = 1$ , iki vardiya için

$k_i = 1,25$  alınır.  $k_i = 1,25$

$k_0 = 3$  alınır. (Elektrik motoruyla çalışan presler için)

$$k_e = (1) \cdot (1) \cdot (1,25) \cdot (0,70) \cdot (1) \cdot (1,25)$$

$$k_e = 1,09375 \quad k_e = \text{ortam sayısındır.}$$

$m =$  zincirin sıra sayısındır.

Zincir adımı:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_e}{z_1 \cdot P_{em} \cdot m}} \geq 2,8 \sqrt[3]{\frac{438 \cdot 10^3 \cdot 1,09375}{25 \cdot 27,8 \cdot 1}} = 24,73 \text{ mm}$$

**Tablo 5.7:**  $z_1 > 15$  değerinde PR serili zincirin maksimum çalışabileceği dönme hız değerleri [56].

Zincir adımı $t$ , mm	$n_{1 \max}$ , d/d	Zincir adımı $t$ , mm	$n_{1 \max}$ , d/d
12,700	1 250	31,75	630
15,875	1 000	38,10	500
19,050	900	44,45	400
25,400	800	50,80	300

**Tablo 5.8:** Emniyet basıncı [56].

n, d/d	Zincir adımı							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	24	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	-	-
1000	17	16	14	13	12	-	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-	-

Burada  $p_{em}$  emniyet basıncıdır ve Tablo 5.7'den  $n_1 = 120$   $d/d < 800$   $d/d$  için yaklaşık olarak zincir adımı  $t = 25,40$  mm seçilir, sonra  $n_1 = 120$   $d/d$  ve  $t = 25,40$  mm'e göre Tablo 5.8'den yaklaşık olarak  $p_{em} = 27,8$  MPa seçilir.  $m$  zincirin sıra sayısıdır. Tek sıralı zincir için  $m = 1$  alınır.  $t = 25,40$  mm'ye göre Tablo 5.9'dan tek sıralı RM serili rulolu manşonlu zincir seçilir.

**Tablo 5.9:** Tek sıralı, RM serili rulolu manşonlu zincir [56].

t, mm	$b_1$ , mm	d, mm	$d_1$ , mm	g, mm	b, mm	$F_k$ , N	q, kg/m	A, mm <sup>2</sup>
12,70	5,40	4,45	8,51	11,8	19	18 200	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,56	14,8	20	11 700	0,80	54,8
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	31 800	1,50	105,8
25,40	15,88	7,95	15,88	24,2	39	56 700	2,60	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88 500	3,80	262,0
38,10	25,40	11,10	22,23	36,2	58	127 000	5,50	394,0
44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	65	172 400	7,50	473,0
50,80	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226 800	9,70	646,0

Not: t - zincirin adımı,  $F_{H1} = 0,01 F_r$  yük etkisinde ölçülür;  $b_1$  - iç baklalar arasındaki genişlik; d - pim çapı;  $d_1$  - rulo çapı; g - bakla kalınlığı; b - rulo genişliği;  $F_k$  - zinciri koparan kuvvet; q - zincirin birim ağırlığı; A - temas yüzeyi alanı.

$t = 25,40$  mm  $b_1 = 15,88$  mm  $d = 7,95$  mm  $d_1 = 15,88$  mm  $g = 24,2$  mm  $b = 39$  mm  
 $F_k = 56700$  N  $q = 2,60$  kg/m  $A = 179,7$  mm<sup>2</sup>

$n_1 = 120$  d/d ve  $t = 25,40$  mm'e göre Tablo 5.8'den emniyet basıncının gerçek değeri  $P_{em} = 27,8$  MPa seçilir.

Zincirin hızı:

$$V_z = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 120}{60 \cdot 10^3} = 1,27 \text{ m/s}$$

Teğetsel kuvvet (çevresel kuvvet):

$$F_T = \frac{P_1}{V} = \frac{T_1 \cdot \omega_1}{V} = \frac{438 \cdot 12,57}{1,27} = 4335 \text{ N.}$$

Hareket yerlerindeki basınç:

$$p = \frac{F_T \cdot k_e}{A} = \frac{4335 \cdot 1,09375}{179,7} = 26,385 \text{ MPa} < P_{em} = 27,8 \text{ MPa}$$
 olduğu için  $t = 25,40$  mm kabulü doğrudur.

Eksenler arası mesafe:

$$a_z = 40 \cdot t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ mm} = 1,016 \text{ m}$$

Döndürülen kolun ağırlığından oluşan kuvvet:

$$F_g = k_g \cdot q \cdot a_z = 1,5 \cdot 2,60 \cdot 1,016$$

$$F_g = 3,96 \text{ N}$$

Burada  $k_g$  eğim açısı faktörüdür. Eğim açısı  $\beta < 45^\circ$  de  $k_g = 1,5$  olarak alınır.

Merkezkaç kuvveti:

$$F_\zeta = q \cdot V^2 = 26 \cdot (1,27)^2 \quad F_\zeta = 41,935 \text{ N}$$

Emniyet katsayısı:

$$S = \frac{F_k}{k_d \cdot F_{t1} + F_g + F_\zeta} = \frac{56700}{1 \cdot 4335 + 3,96 + 41,935} = 12,943 > S_s = 7,73$$
 olduğu için emniyetlidir. Burada

$k_d = 1$  dinamik faktördür.

**Tablo 5.10:** Döndüren dişlinin n dönme hızı ve t zincir adımına göre  $S_s$  emniyet katsayısının değerleri [56].

n, d/d	Zincir adımı							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8	8,1	8,8
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11	11,8	12,5	-
750	9,3	10	10,7	12	13	14	-	-
1000	10	10,8	11,7	13,3	15	-	-	-
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	-	-	-	-

$S_s$  = Seçilen emniyet faktörüdür. t ve  $n_1$ 'e göre Tablo 5.10'dan  $S_s = 7,73$  olarak seçilir.

Döndüren dişli çarkın milini etkileyen kuvvet:

$$F_z = F_{t1} + 2 \cdot F_g = 4335 + 2 \cdot 3,96$$

$$F_z = 4342,92 \text{ N}$$

Dişli çarkların ana boyutları:

a) Taksimat daire çapları:

$$d_{dişli1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{25,40}{\sin \frac{180}{25}} = 202,66 \text{ mm}$$

$$d_{dişli2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{25,40}{\sin \frac{180}{25}} = 202,66 \text{ mm}$$

b) Baş dairelerinin çapları:

$$z_1 = 25 \text{ (} z \leq 30 \text{ olduğu durumda)}$$

$$d_{a1} = \frac{t}{\tan \frac{180}{z_1}} + 1,1 \cdot d_1 = \frac{25,40}{\tan \frac{180}{25}} + 1,1 \cdot 15,88 = 218,53 \text{ mm}$$

$$z_2 = 25 \text{ (} z \leq 30 \text{ olduğu durumda)}$$

$$d_{a2} = \frac{t}{\tan \frac{180}{z_2}} + 1,1 \cdot d_2 = \frac{25,40}{\tan \frac{180}{25}} + 1,1 \cdot 15,88 = 218,53 \text{ mm}$$

Minimum eksenler arası mesafe:

$$a_{z \min} = 0,6(d_{a1}+d_{a2})+40 \text{ mm} = 0,6(218,53+218,53)+40$$

$$a_{z \min} = 302,24 \text{ mm}$$

$$a_z > a_{z \min} \text{ olduğu için uygundur. } a_z = 1016 > a_{z \min} = 302,24$$

Zincir elemanlarının sayısı:

$$z_{\Sigma} = z_1+z_2 = 25+25 = 50$$

$$\Delta = \frac{z_2-z_1}{2\pi} = \frac{25-25}{2\pi} = 0$$

$$a_t = \frac{a_z}{t} = \frac{1016}{25,4} = 40$$

$$z_0 = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t}$$

$$z_0 = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 50 + 0$$

$$z_0 = 105 \text{ adet}$$

$z_0 = 105$  adet kabul edilebilir ve  $a_z$ 'nin gerçek değeri;

$$a_z = 0,25 \cdot t \cdot [z_0 - 0,5 \cdot z_{\Sigma} + \sqrt{(z_0 - 0,5 \cdot z_{\Sigma})^2 - 8 \cdot \Delta^2}]$$

$$= 0,25 \cdot 25,40 [105 - 0,5 \cdot 50 + \sqrt{(105 - 0,5 \cdot 50)^2 - 8 \cdot 0^2}]$$

$$= 0,25 \cdot 25,40 \cdot (160)$$

$$a_z = 1016 \text{ mm}$$

Zincirin dişli çarklar üzerinde hareketi zaman saniyede meydana gelen darbeler sayısına göre kontrol hesabı;

Burada  $i_h$  saniyede meydana gelen darbelerin sınır sayısıdır.

$$i_h = \frac{508}{t} = \frac{508}{25,4} \approx 20 \text{ s}^{-1}$$

$$\dot{I} = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot z_0} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 120}{60 \cdot 105} = 1,90 \text{ s}^{-1} \leq i_h = 20 \text{ s}^{-1}$$

Zincirin diş genişliği:

$$B_1 = 0,95 \cdot b_1 = 0,95 \cdot 15,88 = 15,086 \text{ mm}$$



Zincirin işareti:

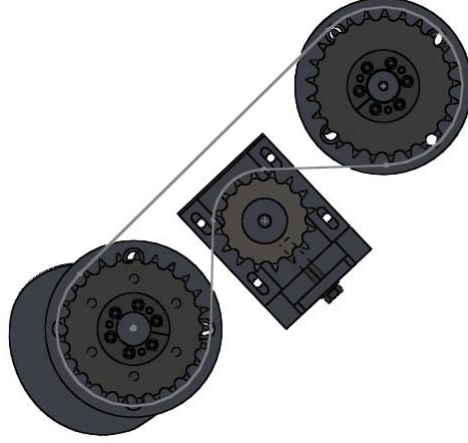
**RM - 25,4 - 56 700 DÜİST 13568 – 75.**



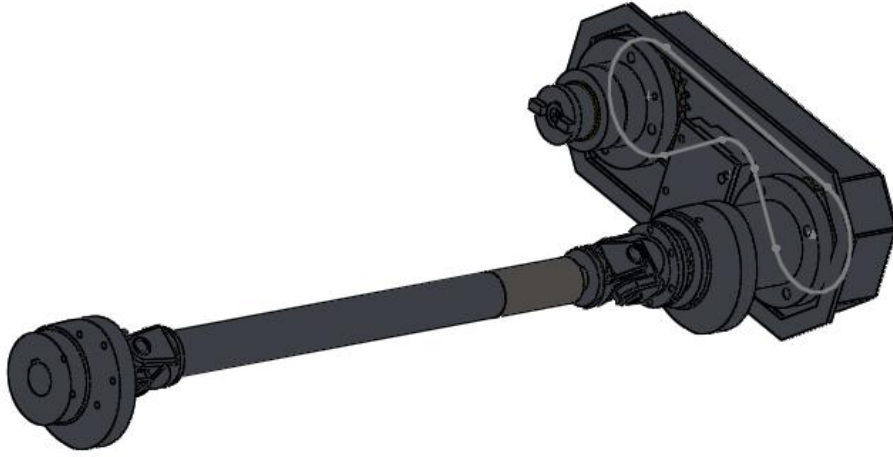
**Şekil 5.106:** Zincir dişli kutusundaki hareket aktarımı.

Zincir dişli kutusu alt zimba tutucu bloğa hareket veren yatay kardan milinden aldığı hareketi zincir vasıtasıyla besleme kam miline aktaran elemandır. Zincir dişlilerinin hareket aktarım oranı 1:1 dir. Hareket aktarılan mil ile hareket aktaran mil aynı devirle dönmektedirler.

İki adet zincir dişlisinin yatay kardan mili ve besleme kam miline kamalı kilitli kaplinler vasıtasıyla montajı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sistemde zincirin hareket aktarımına uygun şekilde gerginliğini ayarlamak amacıyla gerdirme dişlisi bulunmaktadır. Gerdirme dişlisi, gövdeye montajı gerçekleştirilen bir aparat üzerinde bulunmaktadır. Gerdirme dişlisinin bağlı bulunduğu aparatın üzerinde bulunan civata vasıtasıyla gerdirme dişlisine ileri-geri hareketi gerçekleştirilerek, zincir gerginliğine bağlı olarak konumu belirlenir.

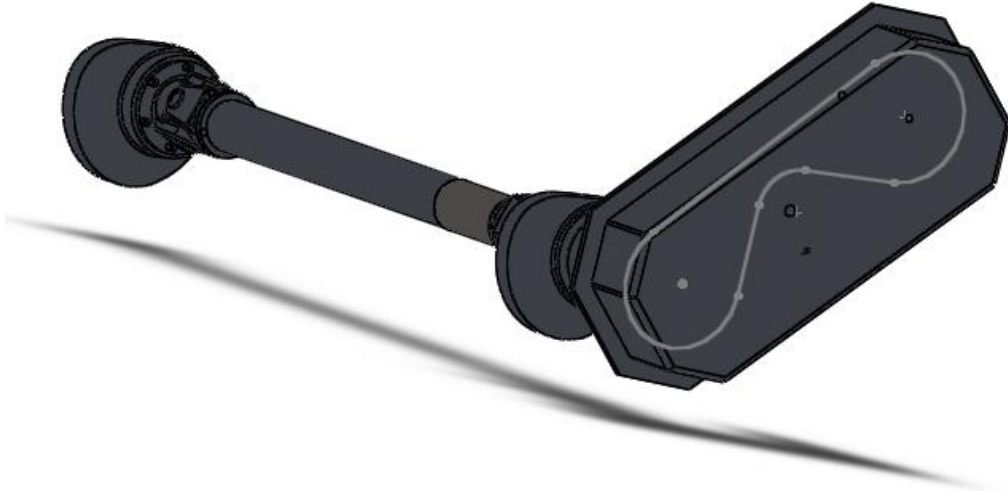


**Şekil 5.107:** Zincir dişlileri ve gerdirme dişlisi.



**Şekil 5.108:** Zincir aktarma sistemi ve gövdeye montajı gerçekleştirilecek olan kapak.

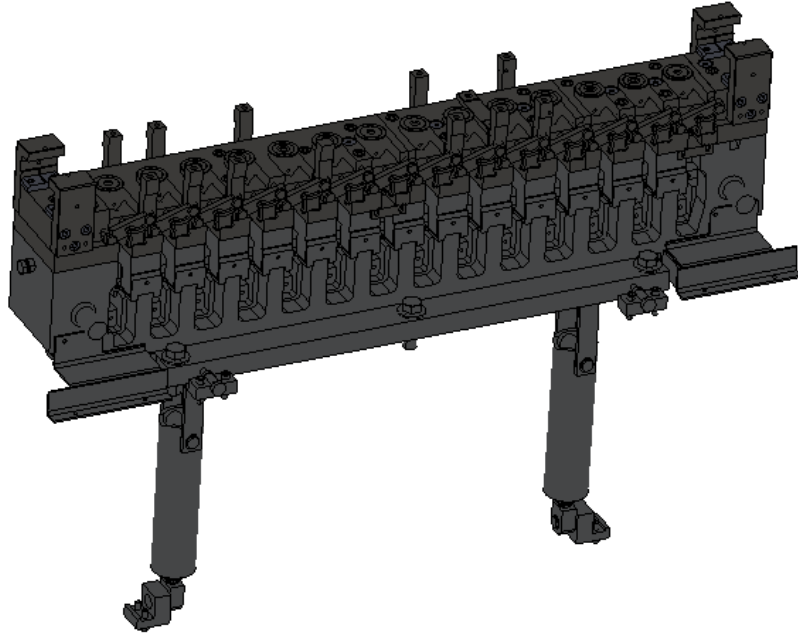
Zincir, zincir dişlileri ve gerdirme dişlisinden oluşan aktarma sistemi gövdeye kaynakla sabitlenmiş kapak ile gövde arasında bulunmaktadır. Gövde ile kapak arasında kalan bu hacmin yarısından biraz fazla olan kısmı zincir yağı ile doludur. Sistemin yağlanması bu şekilde zincir dişlilerinin yağla çarpması ve zincirin yağ içinde hareket etmesiyle gerçekleştirilir. Kapak üzerinden yağ seviyesinin kontrolü yapılabilir.



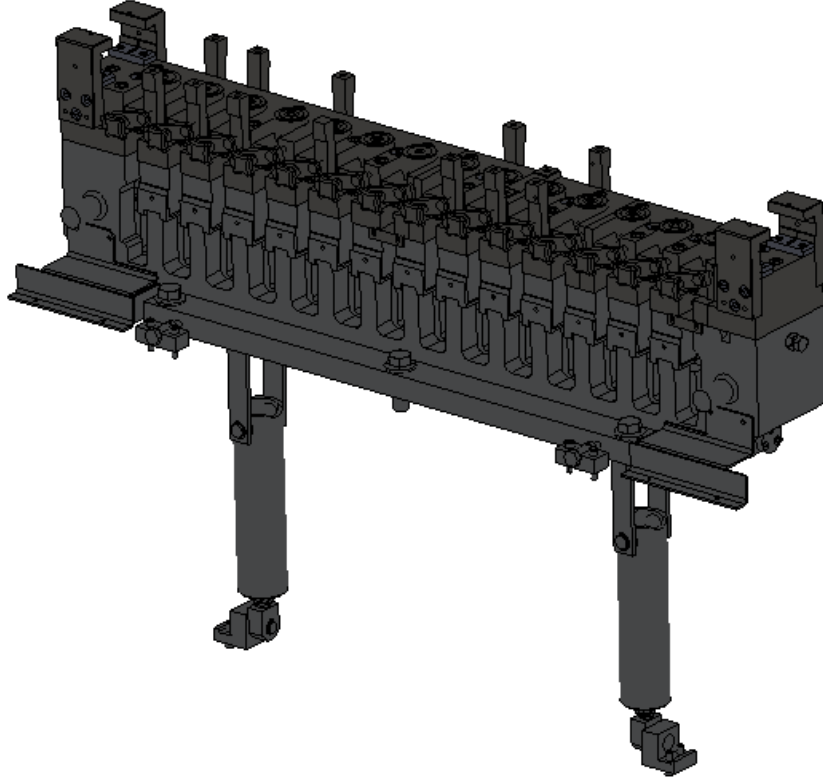
**Şekil 5.109:** Zincir dişli kutusu.

#### **5.2.3.11 Alt Blok**

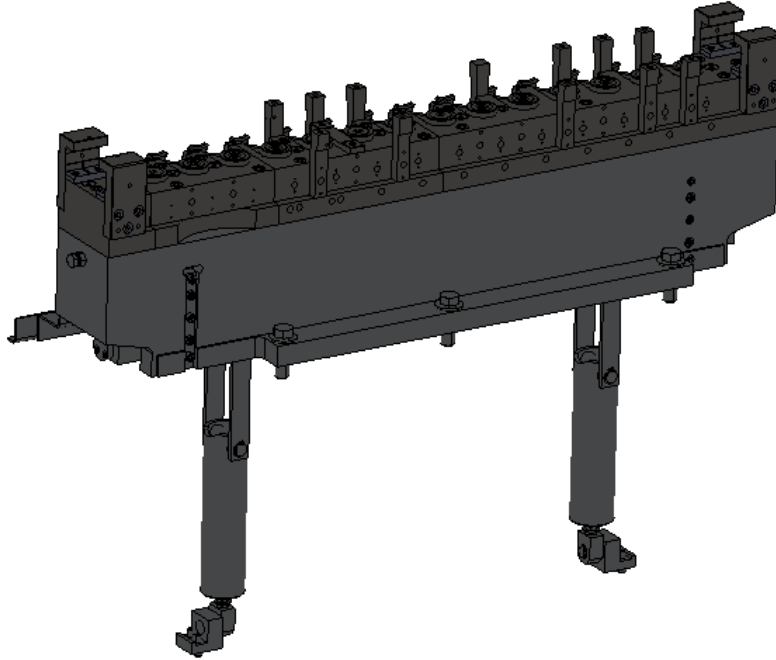
Tasarımı gerçekleştirilen presin alt bloğu, çıkarıcı zımba tutucu blok ve kalıp tutucu blok olmak üzere iki bloktan meydana gelmektedir. Çıkarıcı zımba tutucu blok hareketli, kalıp tutucu blok ise sabittir.



**Şekil 5.110:** Alt blok genel görünüm (1).



Şekil 5.111: Alt blok genel görünüm (2).

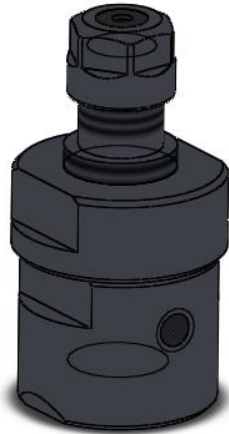


Şekil 5.112: Alt blok genel görünüm (3).



**Şekil 5.113:** Çıkarıcı zımba tutucu blok.

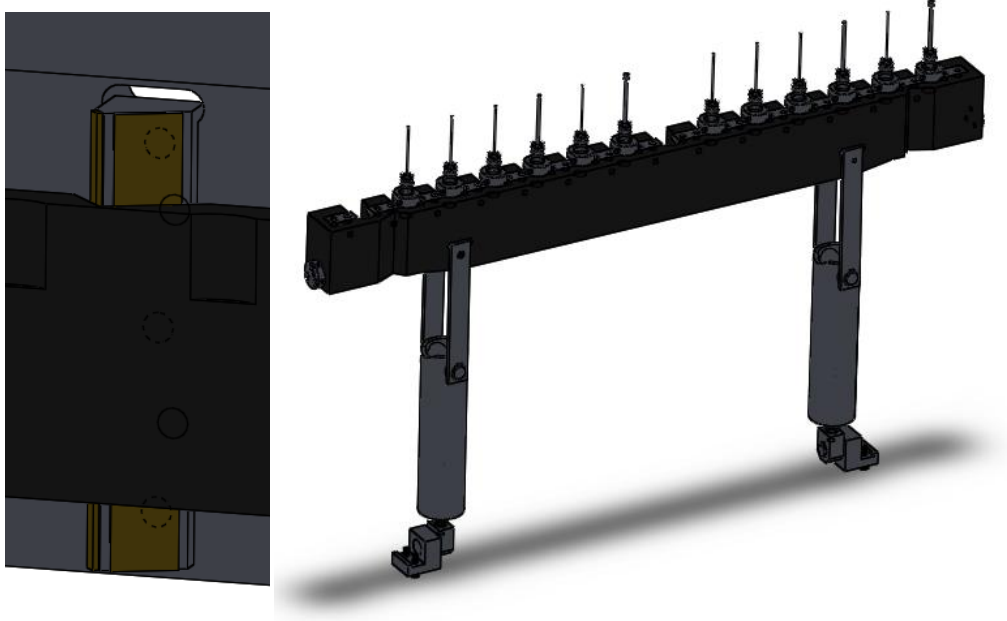
Çıkarıcı zımba tutucu bloğun üzerinde işlem gören ürünlerin transfer barın tutucularına verilmesini sağlayan çıkarıcı zımbalar bulunmaktadır. Çıkarıcı zımbalar blok üzerinde özel olarak tasarlanmış zımba tutucular tarafından pensler yardımıyla sabit şekilde tutulmaktadır.



**Şekil 5.114:** Çıkarıcı zımba tutucular.

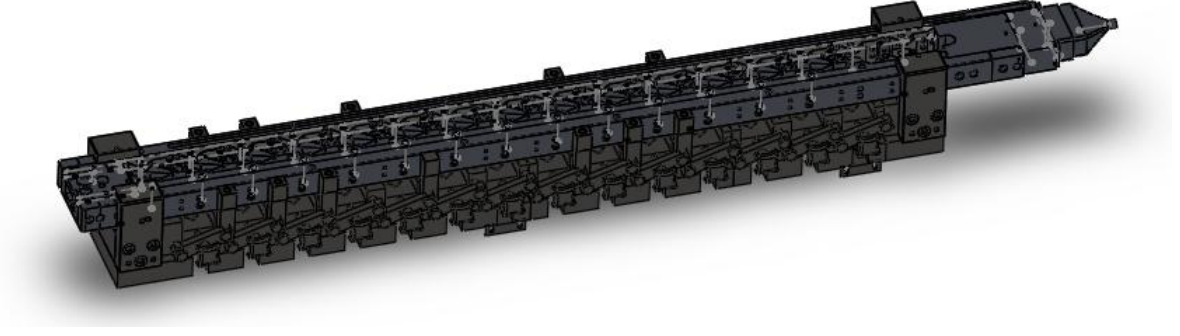
Çıkarıcı zımba tutucu blok hareketini blok üzerindeki silindirik makaralı rulmanlara temas eden kamlardan almaktadır. Ancak kamlar ile rulmanların temasının alt zımba tutucu bloğun geri dönüşünde kesilmesinin önüne geçmek amacıyla gövdeye sabitlenen geri

dönüş baskı yayları kullanılmıştır. Geri dönüş baskı yayları alt zımba tutucu bloğu sürekli olarak aşağı doğru çekmektedir. Bu şekilde kamlardan ayrılması veya zıplama hareketi yapması engellenen alt zımba tutucu blok hareket diyagramının dışına çıkmamaktadır. Çıkarıcı zımba tutucu blok, sabit olan kalıp tutucu bloğun içinde açılı kızaklar vasıtasıyla yataklanmıştır. Bu şekilde çıkarıcı zımba tutucu bloğun sürekli olarak aynı doğrultuda hareket etmesi sağlanır.

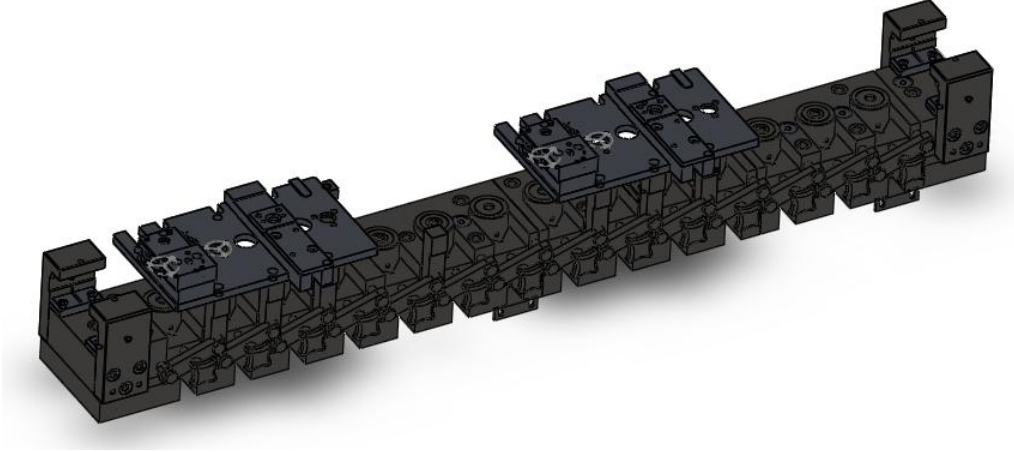


**Şekil 5.115:** Alt zımba tutucu bloğun doğrusal hareketini sağlayan açılı kızak.

Kalıp tutucu blok üzerinde ise kalıplar özel bir aparatla sabitlenmiş bir şekilde tutulmaktadır. Ayrıca kalıp tutucu blok üzerinde istasyonlar arası transfer işlemini gerçekleştiren transfer bar yataklanır. Bu şekilde transfer barın aynı doğrultuda hareket ederek transfer işlemini gerçekleştirmesi sağlanır. Ayrıca kalıp tutucu blok üzerinde gömlek yüksüğü ve iç kurşun beslemede bu hammaddelerin üzerinde hareket ettiği bir tabla bulunmaktadır. Ayrıca bu tabla üzerinde üst zımba tutucuların sıyrıcıları ve kesilen fazlalık parçanın sıyrıcısı bulunmaktadır. Aynı zamanda kesilen parçanın üflendiği boru ve derin çekme prosesinde yardımcı olarak kullanılan aparatlar kalıp tutucu blok üzerinde yer almaktadır.



**Şekil 5.116:** Kalıp tutucu blok üzerinde transfer işlemini gerçekleştiren transfer bar.



**Şekil 5.117:** Alt blok üzerinde aparatların bulunduğu tabla montajı.

Kalıp tutucu blok üzerinde sıvama ve kesme aparatlarının bulunduğu tabla montajı kalıpları tam olarak merkezleyecek şekilde yapılmalıdır.

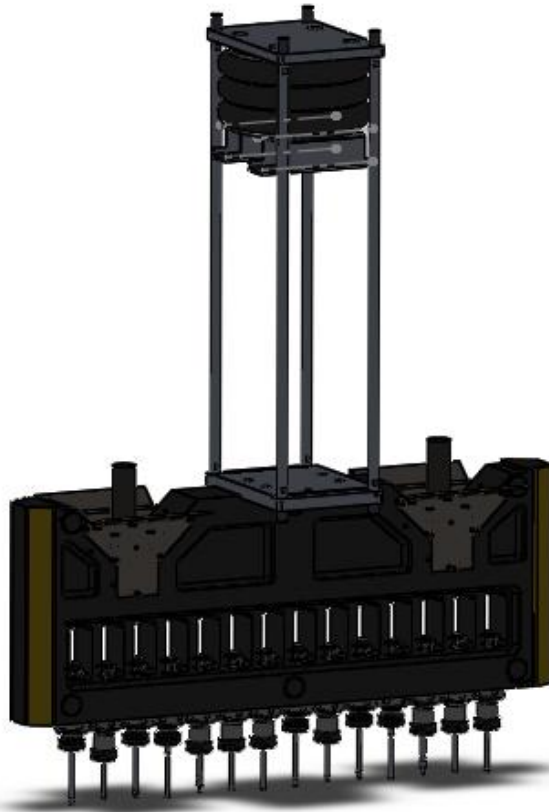
Çıkarıcı zımba tutucu blok ve kalıp tutucu blok GGG 60 malzemenen döküm yöntemiyle imal edilmektedir. Alt blok da genel olarak GGG 60 malzeme kullanılmasının temel sebebi darbe dayanımının iyi olmasıdır. Ayrıca GGG 60 malzeme iyi bir titreşim sönümleyicidir. Döküm yöntemiyle kolay bir şekilde işlenebilir ve mükemmel bir yüzey kalitesi sunar.

#### **5.2.3.12 Hava Körüğü**

Pres tasarımında bulunan hava körüğü üst bloğun hareketine yardımcı olan bir süspansiyon görevi görmektedir. Ayrıca hava körüğü prese giden enerji kesilmesi ve ani duruşlar esnasında üst bloğun hareketini tamamlayıcı olarak görev almakta ve üst bloğun en üst strok da hareketinin son bulmasını sağlamaktadır. Hava körüğünün üst bloğa montajı yukarıdaki tasarımda gösterildiği şekilde gerçekleşir. Ayrıca hava körüğü pres gövdesine iki adet profil ile sabitlenir.



Şekil 5.118: Hava körüğü.



Şekil 5.119: Üst blok ve hava körüğü montajı.



Hava körüğüne 40 lt hacme sahip ve en yüksek çalışma basıncı 10 bar olan hava tankından basınçlı hava verilir. Hava körüğüne, tank vasıtasıyla hava verilmesinin temel sebebi sistemde hava basıncında oluşacak dalgalanmaların absorbe edilmesidir.

### **5.2.3.13 Geri Dönüş Baskı Yayı**

#### **5.2.3.13.1 Yayların Tanımı, Kullanıldığı Yerler ve Çeşitleri**

Belirli bir kuvvetle basılarak veya çekilerek üzerine yüklenen yükün etkisi yönünde esneyerek (yaylanarak) bu etkiyi karşılayan ve üzerindeki yük kalktığında tekrar ilk haline dönen makine elemanları yay olarak adlandırılır [41, 97].

Yayların endüstride geniş bir kullanım alanı bulunmaktadır. Genellikle makine parçalarını aynı konumda tutmak, darbeleri, sarsıntıları ve titreşimleri sönmölemek ve parçalara hareket vermek maksadıyla kullanılmaktadır [97].

Yaylar üzerlerine yüklenen yükün veya kuvvetin etki ve yönüne göre sınıflandırılmaktadır. Yaylar üzerlerine etkiyen bu kuvvetlere göre basılmaya, çekilmeye, eğilmeye ve burulmaya çalışılır. Pres için yapılan tasarımda yaylar basma gerilmesine maruz kaldığı için bu kısımda basma yaylarından detaylı olarak bahsedilecektir [97].

#### **5.2.3.13.2 Basma Yayları**

Basma yayları üzerine yüklenen yükün etkisiyle esneyen ve bu yükü karşılayan, üzerindeki yük kalktığında ilk konumuna gelen yay çeşididir [97].

Basma yayları genellikle silindirik biçimli yaylardır. Ancak uzun ve desteksiz yerlerde silindirik basma yayları bükölerek görevlerini yerine getiremeyebilir. Bu durumlarda konik basınç yayları tercih edilir veya pres tasarımında yapıldığı gibi yaylar orta kısımlarından geçirilen bir kılavuz tarafından desteklenir [97].

Basma yayları, dairesel kesitli tellerden yapılabileceği gibi büyük darbe ve yükleri karşılamak için dikdörtgen kesitli olarakda yapılabilmektedir.

Dairesel kesitli telden yapılan silindirik basma yayları en çok kullanılan yay çeşididir. Tel çapı 10 mm'ye kadar olan yaylar soğuk sarılarak şekillendirilir. TS 1440'da standartlaştırılmıştır. Tel çapı 10 mm ve daha büyük olan yaylar sıcak sarılarak

şekillendirilir. Tel çapı 10–60 mm arasında ve yay ortalama çapı 300 mm'ye kadar olan yaylar TS 1441'de standartlaştırılmıştır [97].

### 5.2.3.13.3 Helisel Bası Yayları ile İlgili Terimler ve Formüller

Helisel bası yayları burulmaya ve kesmeye zorlanan yaylardır [97].

$L_0$  = Yayın serbest haldeki uzunluğu.

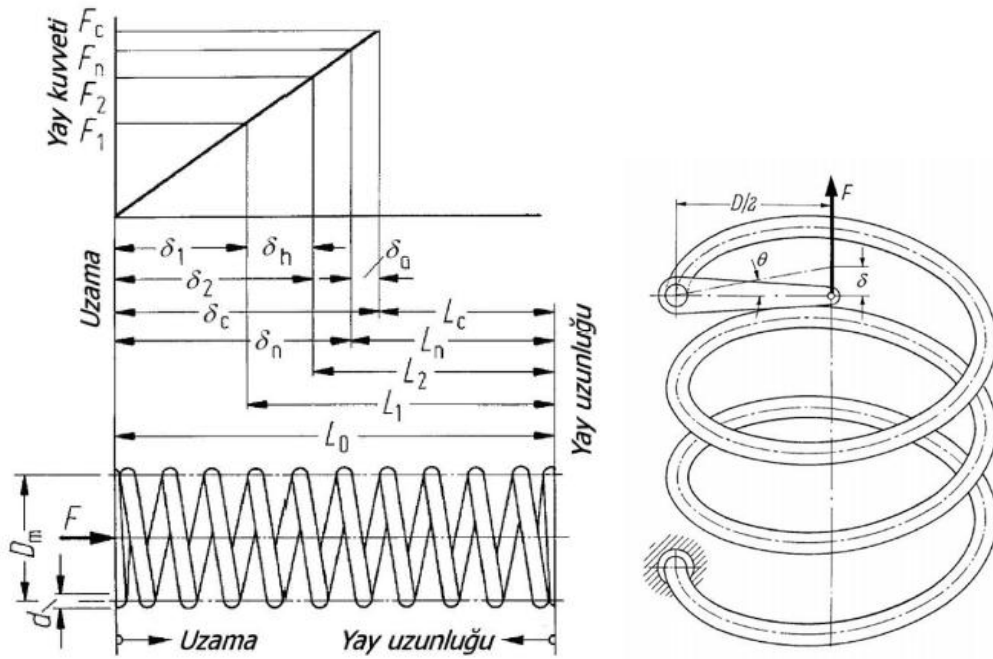
$L_C$  = Blokaj boyu, yay blok uzunluğu, yayın sarımları tamamen birbirine oturduğu zaman iki başı arasındaki uzaklık.

$L_n$  = Yay sıkışma uzunluğu, yayın üzerine gelen en büyük yay yükü altında sıkıştığı zaman, iki başı arasındaki uzaklık.

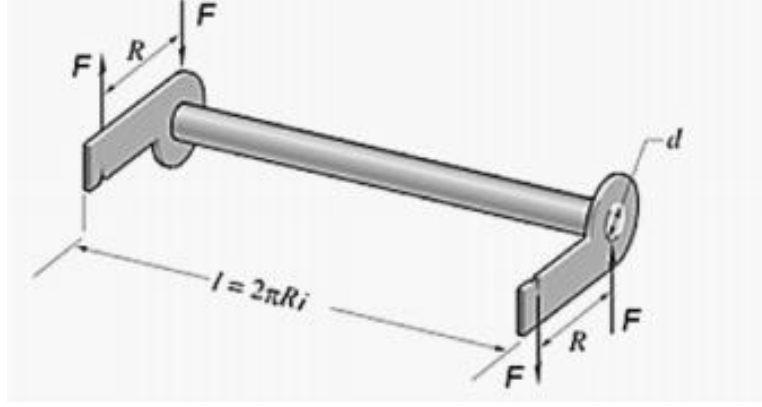
$F_n$  = En büyük yay yükünün meydana getirdiği yaylanma.

$d$  = Yayın tel çapı.

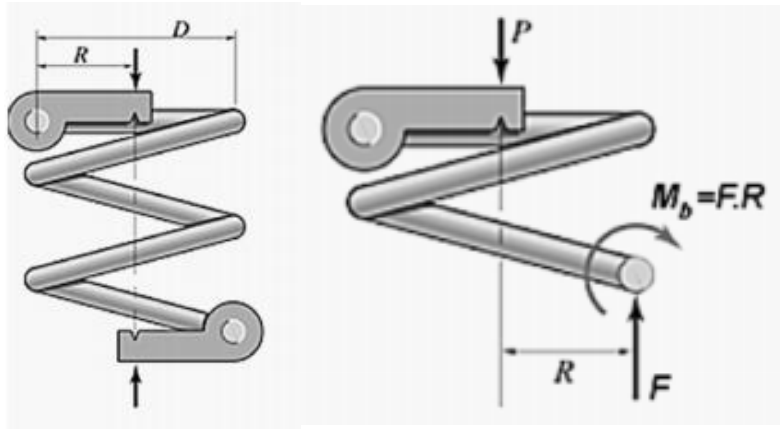
$D_m$  = Yay ortalama çapı.



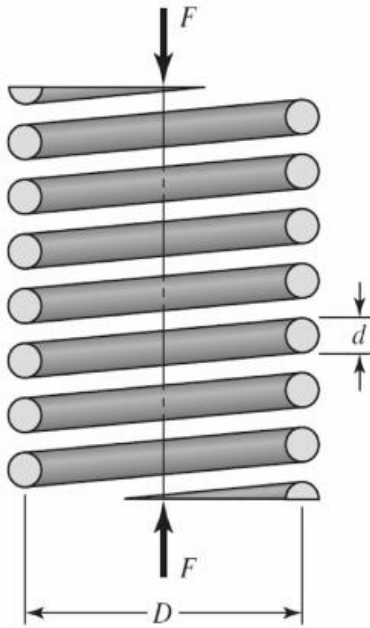
Şekil 5.120: Helisel bası yaylarının kuvvet-uzama eğrisi [41, 98].



Şekil 5.121: Helisel bası yaylarının burulmaya zorlanması [98].



Şekil 5.122: Helisel bası yaylarının kesmeye zorlanması [98].



$$\tau_b = \frac{M_b}{I_p} \cdot r_{\text{maks}} = \frac{F \cdot \frac{D}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{32}} \cdot \frac{d}{2}$$

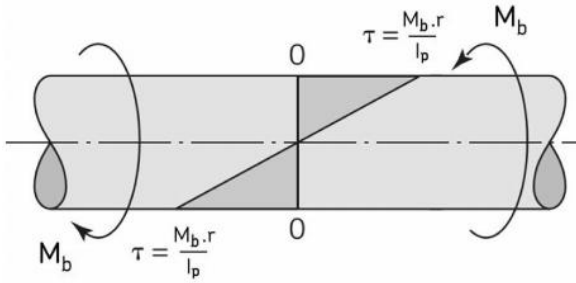
$$\tau_b = \frac{8 \cdot F \cdot d}{\pi \cdot d^3} \quad \tau_k = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2}$$

$C_k = D/d$  oranı ile denklem yeniden düzenlenirse,

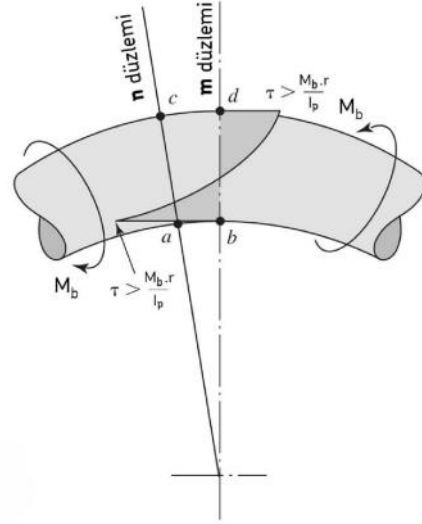
$$\tau_b = \frac{8 \cdot F \cdot d}{\pi \cdot d^3} \cdot k_s \quad k_s = \frac{2 \cdot C_k + 1}{2 \cdot C_k}$$

$C_k$  değeri 3 ile 16 arasında seçilebilir. Ancak 6 ile 12 arasında seçilmesi tavsiye edilir [98]. ( $k_w$  = wahl faktörü)

$$\tau_b = \frac{8 \cdot F \cdot d}{\pi \cdot d^3} \cdot k_w \quad k_w = \frac{4 \cdot C_k - 1}{4 \cdot C_k - 4} + \frac{0,615}{C_k}$$



Şekil 5.123: Düz eksenli kiriş [98].



Şekil 5.124: Eğri eksenli kiriş [98].

Yayın uçlarına uygulanan  $M_b$  momentinin  $m$  ve  $n$  düzlemleri arasında  $1^\circ$  lik bir dönmeye neden olduğu varsayılırsa, bu bir derecelik dönme yayın iç kısmındaki  $ab$  (kısa) kısmı ile dıştaki  $cb$  (uzun) kısmına farklı oranda dağılır. Bunun sonucunda da şekildeki gerilme gradyeni oluşur [98].

$$\delta_{yay} = \frac{8.F.D^3.i}{G.d^4} \text{ (Yaydaki sehim formülü) } i: \text{ sarım sayısı}$$

$$\delta_{yay} = \frac{8.F.C_k^3.i}{G.d} \text{ [} C_k = D/d \text{] formülde yerine yazılırsa}$$

$$i = \frac{G.d.\delta_{yay}}{8.F.c^3} \text{ (Sarım sayısı formülü)}$$

Aktif sarım sayısı yayın uç kısmının işlenme durumuna göre farklılık göstermektedir.

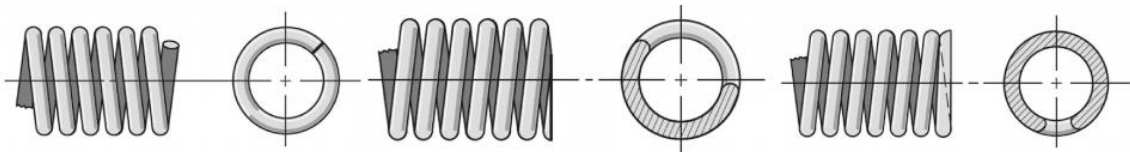
$i = i_t$ ; uçları işlem görmemiş yaylarda

$i = i_t - 1,5$ ; uçları sadece taşlanmış yaylarda

$i = i_t - 2$ ; uçları taşlanmış ve düzeltilmiş yaylarda

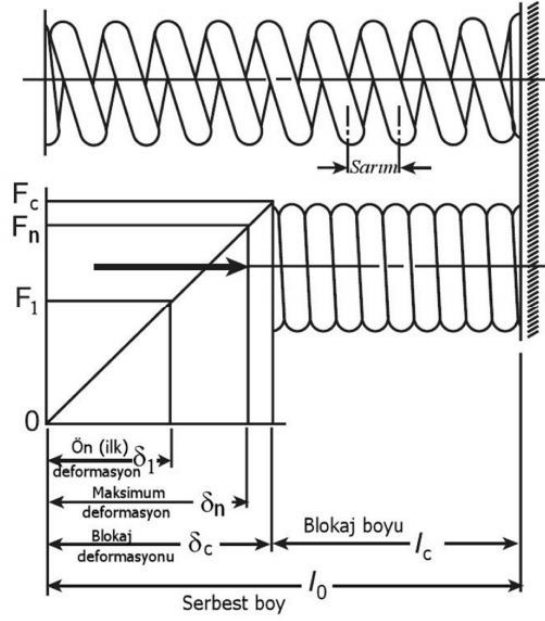
$i$ : aktif sarım sayısı

$i_t$ : toplam sarım sayısı



Şekil 5.125: Yaylarda uç kısmın işlenme durumu [98].

$$k = \frac{F}{\delta_{\text{yay}}} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot i} \quad (\text{Yay sertliği})$$



Şekil 5.126: Yay sembol ve tanımları [98].

Soğuk sarılmış, uçları taşlanmamış yaylarda blokaj uzunluğu;

$$L_C = (i_t + 1) \cdot d$$

Soğuk sarılmış, uçları düz taşlanmış yaylarda blokaj uzunluğu;

$$L_C = i_t \cdot d$$

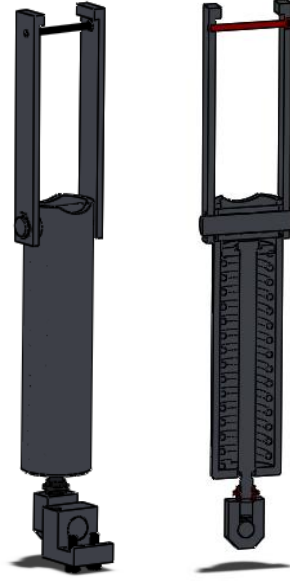
Sıcak sarılmış, uçları düzeltilip, taşlanmış yaylarda blokaj uzunluğu;

$$L_C = (i_t - 0,3) \cdot d$$

Sıcak sarılmış, uçları işlenmemiş yaylarda blokaj uzunluğu;

$$L_C = (i_t + 1,1) \cdot d$$

$i_t$  = toplam sarım sayısı



**Şekil 5.127:** Geri dönüş yayı ve geri dönüş yayının kesiti.

Geri dönüş baskı yayları, çıkarıcı zımba tutucu bloğun rulmanları ile çıkarıcı zımba tutucu bloğun kamları arasındaki temasın kesilmesini önlemek amacıyla tasarlanmıştır. Geri dönüş baskı yayları alt noktasından pres gövdesine sabitlenir. Üst noktadan ise çıkarıcı zımba tutucu bloğa sabitlenir. Çıkarıcı zımba tutucu blok yükseldiğinde geri dönüş baskı yayları tarafından aşağı çekilmeye başlar. Bu şekilde çıkarıcı kamlar ile blok rulmanları arasında temas kesilmesi önlenir ve çıkarıcı zımba tutucu bloğun geri dönüş hareketi desteklenir.

Tasarımı gerçekleştirilen presde kullanılan geri dönüş baskı yayının özellikleri ve ölçüleri hesaplamalar ile tayin edilmiştir.

Yay malzemesi olarak DIN 1.8159 (51CrV4) kullanılmıştır. Bu malzemeye ait;

$$G = 79 \text{ kN/mm}^2$$

$$\tau = 350 \text{ N/mm}^2$$

$$\delta_{\text{yay}} = 50 \text{ mm'dir.}$$

$$C_k = 8 \text{ olarak alınır.}$$

Çıkarıcı zımba tutucu blok kamları ile çıkarıcı zımba tutucu blok rulmanları arasındaki temasın kesilmemesi için  $F = 500 \text{ N}$  değerinde bir kuvvetin yeterli olacağı öngörülmüştür.

$$k = \frac{F}{\delta_{yay}} = \frac{500}{50} = 10 \text{ N/mm (Yay sertliği)}$$

$$C_k = \frac{D}{d} \text{ veya } D = C_k \cdot d \text{ (Yay indisi)}$$

$$k_s = \frac{2 \cdot C_k + 1}{2 \cdot C_k}$$

$$k_s = \frac{2 \cdot 8 + 1}{2 \cdot 8} = 1,0625 \text{ (Kesme gerilmesi faktörü)}$$

$$\tau_b = \frac{8 \cdot F \cdot d}{\pi \cdot d^3} \cdot k_s, C_k = \frac{D}{d} \text{ denklemde yerine yazılırsa;}$$

$$\tau_b = \frac{8 \cdot F \cdot C_k}{\pi \cdot d^2} \cdot k_s$$

$$d^2 = \frac{8 \cdot F \cdot C_k}{\pi \cdot \tau} \cdot k_s = \frac{8 \cdot 500 \cdot 8}{\pi \cdot 350} \cdot 1,0625$$

$d = 5,56$  bulunur. Yay teli çapı  $d = 6$  mm olarak alınır.

$D = C_k \cdot d = 8 \cdot 6 = 48$  mm olarak yay ortalama çapı hesaplanır.

$$\delta = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot i}{G \cdot d^4}, C_k = \frac{D}{d} \text{ denklemde yerine yazılırsa,}$$

$$\delta = \frac{8 \cdot F \cdot C^3 \cdot i}{G \cdot d}$$

$$i = \frac{G \cdot d \cdot \delta}{8 \cdot F \cdot C^3} = \frac{79000 \cdot 6 \cdot 50}{8 \cdot 500 \cdot (8)^3}$$

$i = 11,57$  olarak bulunur. Yay aktif sargı sayısı 13 olarak alınır.

Toplam sargı sayısı  $i_t = i + 2$

$i_t = 13 + 2 = 15$  olarak bulunur.

$$L_C = i_t \cdot d = 15 \cdot 6$$

$L_C = 90$  mm bulunur. (Yay blokaj boyu)

$$L_0 = L_C + \delta_{maks} + 0,15 \cdot \delta$$

$$L_0 = 90 + 50 + (0,15 \cdot 50)$$

$$L_0 = 147,50 \text{ mm}$$

Sarım arasındaki mesafe;  $p = L_0 / (i_t - 1)$

$$p = \frac{147,50}{15 - 1} = 10,54 \text{ mm}$$

Pres tasarımında helisel baskı yayı kullanılmıştır.

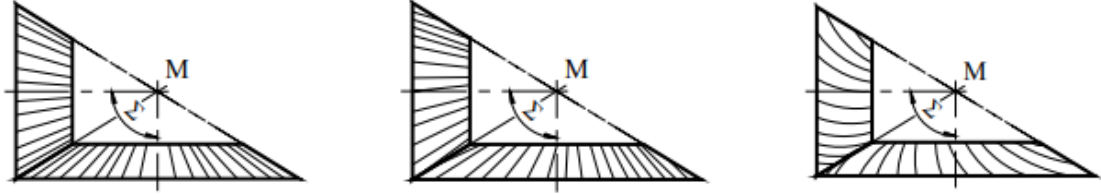
### 5.2.3.14 Üst Dişli Kutusu

#### 5.2.3.14.1 Konik Dişliler

Konik dişliler torsiyon hareketinin veya momentinin çapraz eksenlere taşınmasında kullanılırlar. Normal olarak eksenler birbirleriyle şekilde gösterilen M noktasında

kesişirler. Eksenler arası en çok  $\Sigma = 90^\circ$  olur. Bu değerden daha küçük veya büyük açılara az rastlanmaktadır [99].

Konik dişlilerin çalışma prensibi genelde eksenleri bir noktada kesişen iki koninin birbirini üzerinde yuvarlanması şeklindedir. Bu koniler konik dişlilerin taksimat veya yuvarlanma konileri olarak adlandırılmaktadır. Genel olarak konik dişliler üç çeşide ayrılırlar [99].



Şekil 5.128: Düz dişli [99].

Helis dişli [99].

Spiral dişli [99].

Düz konik dişliler; daha çok küçük devir sayılı kademelerde kullanılır. Çevre hızı olarak  $v_t = 6$  m/s normal dişlilerde  $v_t = 20$  m/s taşlanmış dişliler için referans alınmaktadır [99].

Helisel konik dişlilerde; kavrama oranının iyileştirilmesi için eğrisel yanaklar geliştirilmiştir. Helisel alın dişlilere benzer şekilde dişin kavramaya girişinin bütün genişliği yerine bir kenarından başlayarak yavaş yavaş gelişmesi diş gürültüsünü azaltıcı yönde etki sağlamaktadır [100]. Mekanizmada deformasyona karşı hassasiyet giderilmektedir. Helisel konik dişliler hızlı dönen ve büyük momentler taşıyan kademelerde kullanılmaktadır. Çevre hızı olarak freze, planya ve azdırma tezgâhlarında açılmış dişliler için  $v_t = 40$  m/s ve  $v_t = 60$  m/s taşlanmış dişliler için referans alınmaktadır [99].

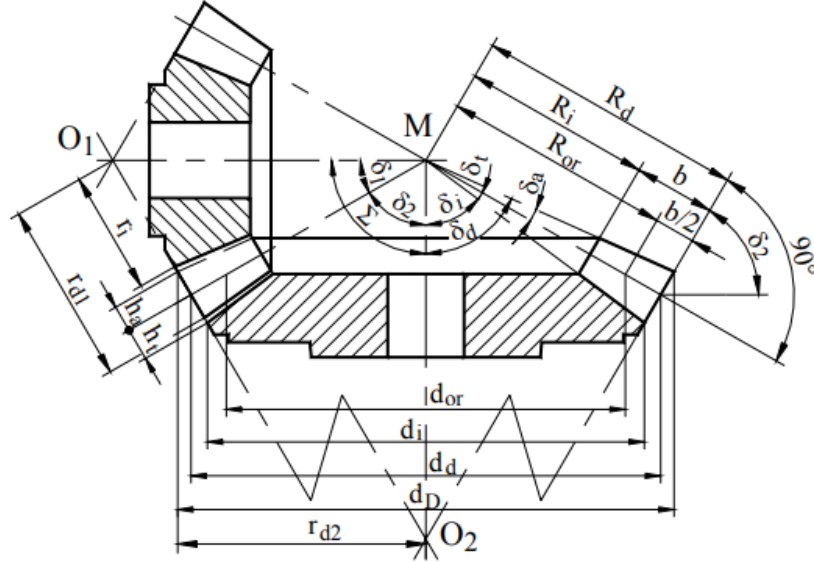
Spiral konik dişliler; büyük kuvvet, moment veya devir sayısı iletiminin gerçekleştiği özel yerlerde kullanılırlar. Çok gürültüsüz çalışan ve diş dibi mukavemetinin yüksek olması istenilen yerler için öngörülürler. Çevre hızı olarak freze, planya ve azdırma tezgâhlarında açılmış dişliler için  $v_t = 30$  m/s ve  $v_t = 60$  m/s taşlanmış dişliler için referans alınmaktadır [99].

Konik dişlilerin üretimi bilgi, tecrübe ve hassasiyet ister. Üretim kalitesi, dişlilerin sessiz çalışması ve dayanma ömürleri için önemlidir. Ayrıca dişlilerin kalitesi çalıştığı sistemi de olumlu veya olumsuz biçimde etkilemektedir.



### 5.2.3.14.2 Konik Dişlilerde Tanımlar

Konik dişlilerde küçük dişli “pinyon”, büyük dişli “ayna” olarak adlandırılır. Kavrama açısı verilmemişse genelde hep  $\alpha = 20^\circ$  olarak alınır [99].



Şekil 5.129: Konik dişli [99].

Tablo 5.11: Konik dişli tanımları [99].

$d_d$	mm	Dış taksimat dairesi çapı	$\delta_a$	$^\circ$	Dış üstü açısı
$d_{or}$	mm	Orta taksimat dairesi	b	mm	Dış genişliği
$d_D$	mm	Dış çap	$R_{or}$	mm	Koninin orta uzunluğu
$d_i$	mm	İç çap	$R_i$	mm	Koninin iç uzunluğu
$\delta_{1,2}$	$^\circ$	Taksimat konisi yarım açısı	$R_d$	mm	Koninin dış uzunluğu
$\delta_i$	$^\circ$	Taban konisi tepe yarım açısı	$\Sigma$	$^\circ$	Eksenler veya kesişme açısı
$\delta_t$	$^\circ$	Taban açısı	$h_t$	mm	Taban derinliği
$\delta_d$	$^\circ$	Dişli konisi tepe yarım açısı	$h_a$	mm	Dış üstü yüksekliği
$O_{1,2}$		Arka koni veya tamamlama konisi merkezleri			

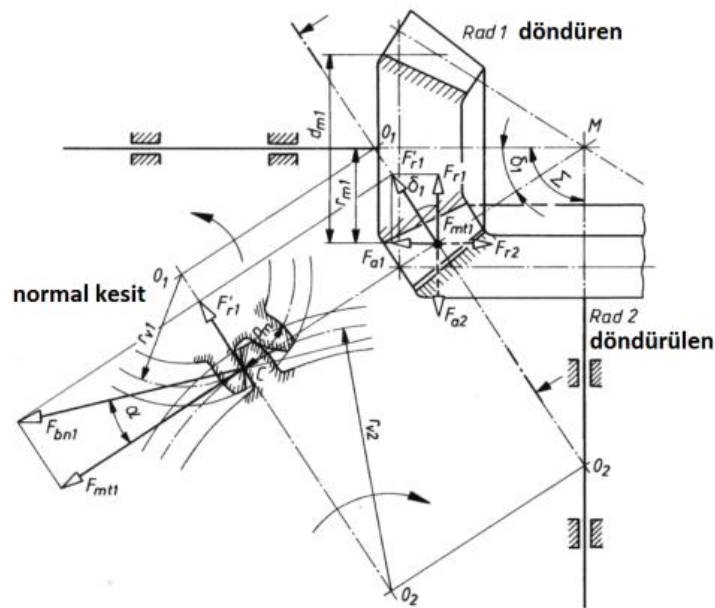
### 5.2.3.14.3 Konik Dişlilerde Mukavemet Hesapları

Konik dişli çark mekanizmaları da yuvarlanma mekanizmaları grubuna girdiği için bunlarda alın dişli çark mekanizmalarında rastlanan türden hasarlara maruz kalacaklardır. Konik dişli çark mekanizmaları montaj hatalarına ve elastik şekil değişimlerine alın dişlilere göre daha hassastır. Konik dişlilerin geometrisi alın dişlilerle karşılaştırıldığında daha karmaşıktır. Ancak, bu durumu mukavemet ve boyutlandırma hesaplarına yansıtılabilmek kolay değildir. Bu nedenle konik dişlilerin mukavemet ve boyutlandırma hesabı bu dişlileri, alın dişlilere benzeterek yapılmaktadır [41, 100].

Temas eden dişlerin ortak normalleri doğrultusundaki diş kuvvetinin teğetsel, radyal ve aksel bileşenleri Şekil 5.130'da gösterilmiştir. Teğetsel kuvvetin yönü tayin edilirken dişliye gelen döndürme momentinin yönüne dikkat edilmelidir. Dişlinin eş çalıştığı dişli içinde eşit büyüklükte teğetsel kuvvet olacaktır [100].

Diş kuvvetleri sebebiyle yataklarda ortaya çıkacak olan reaksiyon kuvvetleri yataklama konstrüksiyonuna bağlıdır. Yatakların yerleri biliniyorsa bu reaksiyon kuvvetleri hesaplanır [100].

Konik dişlinin mukavemeti ortalama çap bölgesindeki diş geometrisi temel alınarak hesaplama yapılır. Ortalama çapa karşılık gelen tamamlayıcı koninin ana doğrusunun uzunluğu yarıçap olmak üzere konik dişlinin eşdeğer dişlisi tanımlanır [100].



Şekil 5.130: Konik dişlide diş kuvvetleri [100].

Konik dişlide dişlere etkiyen toplam kuvvetin bileşenlerinin Şekil 5.130'da C ile gösterilen orta noktaya geldiği farz edilirse teğetsel bileşeni veren bağıntı aşağıdaki gibidir [100].

$$F_t = \frac{2.M_d}{d_{om}} = \frac{2.M_d}{z.m_m}$$

Alın dişlilerin dişlerindeki zorlanmaları temsil eden gerilmeleri veren bağıntılardaki normal modül ve taksimat dairesi çapı için sırasıyla konik dişlide karşılık gelenleri konulduğunda konik pinyondaki diş dibi zorlanmasını ve temas yüzeyindeki basıncı temsil eden gerilmeleri veren bağıntılar aşağıdaki gibidir [100].

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_{eff}.m_m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\epsilon} \leq \sigma_{Fem}$$

$$P_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\epsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \cos \delta_1}{m_m \cdot z \cdot b_{eff}} \cdot \frac{i+1}{i}} \leq P_{Hem}$$

Helisel ve spiral konik dişlilerde ise mukavemet hesapları biraz daha farklı şekilde yapılmaktadır. Dişlerin eğimlerinin yönü bir dişlide sağ, karşı dişlide ise sol olarak alınmalıdır. Konik helisel dişlilerde eşdeğer dişli silindirik helisel dişli formundadır. Eğim açısı diş genişliği boyunca değişmektedir. Bu sebeple eğim açısı, genişliğin yarısına tekabül eden çapa göre (ortalama çap) alınır. Kavrama oranı eşdeğer helis dişliye göre hesaplanır. Diş kuvvetinin teğetsel ve eksenel bileşenleri eğim açısı, eğim yönü ve dönme yönüne bağlıdır [100].

Döndüren dişli için

Teğetsel kuvvet:  $F_{t1} = \frac{2.M_d}{d_{om}} = \frac{2.M_d}{z.m_m}$

Radyal kuvvet:  $F_{r1} = F_{t1} \cdot (\tan \alpha_0 \frac{\cos \delta_1}{\cos \beta_m} \pm \tan \beta_m \cdot \sin \delta_1)$

Eksenel kuvvet:  $F_{e1} = F_{t1} \cdot (\tan \alpha_0 \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m} \pm \tan \beta_m \cdot \cos \delta_1)$

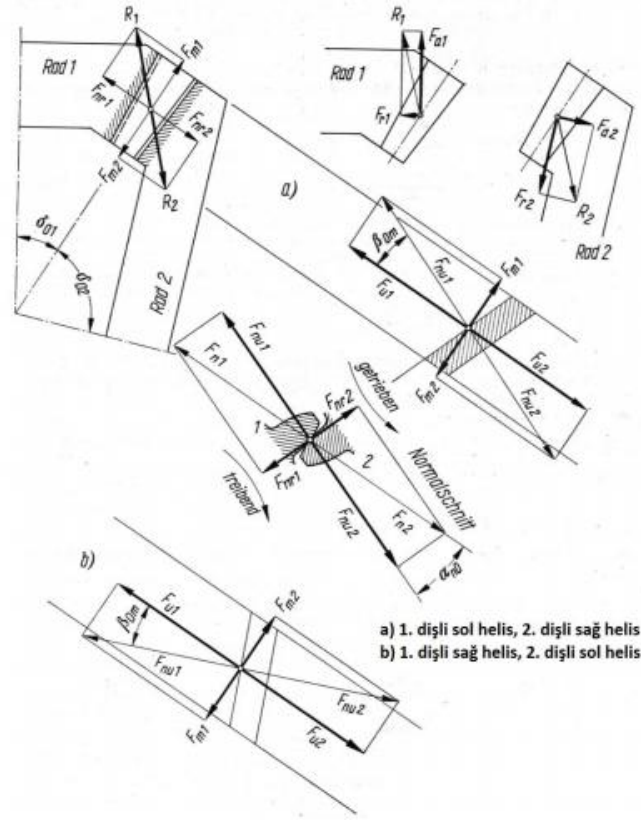
Döndürülen dişli için

Teğetsel kuvvet:  $F_{t1} = F_{t2}$

Radyal kuvvet:  $F_{r2} = F_{t2} \cdot (\tan \alpha_0 \frac{\cos \delta_2}{\cos \beta_m} \pm \tan \beta_m \cdot \sin \delta_2)$

Eksenel kuvvet:  $F_{e2} = F_{t2} \cdot (\tan \alpha_0 \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_m} \pm \tan \beta_m \cdot \cos \delta_2)$

Üst işaret hem dönme hem de helis yönü aynı ise kullanılır, aksi takdirde alt işaret kullanılır. Şekil 5.131'de verilen dönme yönünde helis açılarının farklı kombinasyonları için diş kuvveti ve bileşenleri gösterilmiştir [41].



Şekil 5.131: Helisel konik dişli çarkta kuvvetler [41].

#### 5.2.3.14.4 Dişli Kutusu Hesabı

Pinyonu çift taraflı yataklanmış konik dişli kademesinde hesapların yapılması için konstrüksiyon taslağından belirlenen büyüklükler şunlardır.

Pinyondaki güç;	$P_1 = 5,5 \text{ kW}$
Pinyonun devir sayısı;	$n_1 = 120 \text{ d/dak}$
Aynanın devir sayısı;	$n_2 = 120 \text{ d/dak}$
Eksenler açısı;	$\Sigma = 90^\circ$
Pinyon mil çapı;	$d_M = 60 \text{ mm}$

Helis dişli  $\beta_{or} = 15^\circ$  ve profil kaydırmalı kademe olarak kabul edilmektedir.

Çevirme oranı:

$$u = n_1/n_2 = 120/120 = 1 \quad u = 1$$

Pinyon milindeki nominal moment:

$$M_{t1} = P_{maks}/W = 5500/12,566$$

$$M_{t1} = 437,7 \text{ N.m}$$

$$W = 2 \cdot \pi \cdot n_1$$

$$W = 12,566 \text{ s}^{-1}$$

**Tablo 5.12:** Konik dişlilerde seçim önerileri [99].

Çevirme oranı $u = z_2/z_1$	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,0
“ $z_1$ ” Pinyon *)2	40...18	36...17	34...16	30...15	26...13	23...12	18...10	14...8	11...7
$\phi = b/d_{or1}$	0,21	0,24	0,28	0,34	0,40	0,50	0,60	0,76	0,90
“ $x_{d1}$ ” *)3	0,1	0,19	0,27	0,33	0,38	0,40	0,43	0,44	0,45
“ $x_{k1}$ ” *)4	0,010	0,018	0,024	0,030	0,039	0,048	0,065	0,082	0,100

Pinyonun diş sayısı için Tablo 5.12'den önerilen değerlerden  $u = 1$  için 40...18, ortalama değer ve asal sayı  $z_1 = 29$  seçelim.

Böylece  $z_{2\delta} = z_1 \cdot u = 29 \cdot 1 = 29$  buna göre  $z_2 = 29$  olarak seçilir.

Tam çevirme oranı:

$$u_1 = z_2/z_1 = 29/29 = 1 \quad u_1 = 1$$

Pinyonun devir sayısı için verilen değer:

Aynanın devir sayısı:

$$n_2 = n_1/u_1 = 120/1 = 120$$

$$n_1 = 120 \text{ d/dak}$$

$$n_2 = 120 \text{ d/dak}$$

$$\text{Böylece formülden } \delta_1 = \arctan\left(\frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}\right) = \arctan\left(\frac{\sin 90}{1 + \cos 90}\right) = \arctan\left(\frac{1}{1}\right) = 45^\circ$$

$\delta_1 = 45^\circ$  ve  $\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90 - 45 = 45^\circ$  bu açılar kati değerlerdir.

Modül seçimi. Pinyon milinin çapı bilindiğinden:

$$m'_{or} \geq \frac{2,5 \cdot d_M}{z_1} \quad m_{ork} = 5,172; m_{orb} = 6,828$$

Orta taksimat dairesinin çapı:

$$d_{or1} = z_1 \cdot m_{or} \quad d_{or1} = 29.5,172 \quad d_{or1} = 150 \text{ mm}$$

Diş genişliğinin seçimi Tablo 5.12'den genişlik oranı:

$$\phi = b/d_{or1} \text{ 'den } b = \phi \cdot d_{or1} \quad \phi = 0,21 \text{ için } b_b = 31,5 \quad b = 31,5 \text{ mm}$$

Diş genişliğinin kontrolü. Diş taksimat dairesi:

$$d_d = d_{or} + b \cdot \sin \delta_1 \quad d_{dhe} = 172,274 \quad d_d = 150 + (31,5 \cdot \sin 45)$$

Koninin dış uzunluğu:

$$R_d = d_{dhe} / 2 \cdot \sin \delta_1 = 121,816 \text{ mm} > 3 \cdot 31,5 = 94,5 \text{ mm}$$

Konik dişlinin geometrik ölçüleri:

**Tablo 5.13:** Alın ve konik dişliler için modül önerileri [101].

Sıra 1	0,1	0,12	0,16	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6		8	
	10	12	16	20	25	32	40	50	60			
Sıra 2	0,11	0,14	0,18	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95
	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5		7		9
	11	14	18	22	28	36	45	55		70		

Modül seçimi:

$$m_d = d_{d1} / z_1$$

$$m_d = 172,274 / 29$$

$$m_{dk} = 5,94 \quad \text{Tablo 5.13'den} \quad m_d = 6 \text{ mm}$$

Dış alın modülü:

$$m_{dt} = \frac{m_d}{\cos \beta_{or}} = \frac{6}{\cos 15}$$

$$m_{dt} = 6,212 \text{ mm}$$

Orta modül:

$$m_{orn} = m_d \cdot \frac{R_{or}}{R_d}$$

$$m_{orn} = 6 \cdot \frac{111,63}{121,816} \quad , \quad m_{orn} = 5,498 \text{ mm}$$

Orta alın modülü:

$$m_{ort} = m_{orn} / \cos \beta_{or}$$
$$m_{ort} = 5,498 / \cos 15$$
$$m_{ort} = 5,69 \text{ mm}$$

Dış taksimat dairesi çapı:

$$d_{d1} = z_1 \cdot m_{dt} = 29 \cdot 6,212 = 180,148 \text{ mm} \quad d_{d1} = 180,148 \text{ mm}$$
$$d_{d2} = z_2 \cdot m_{dt} = 29 \cdot 6,212 = 180,148 \text{ mm} \quad d_{d2} = 180,148 \text{ mm}$$

Koninin dış uzunluğu:

$$R_d = \frac{d_{d1}}{2 \cdot \sin \delta_1} = \frac{180,148}{2 \sin 45} = 127,38 \quad R_d = 127,38 \text{ mm}$$

Koninin orta uzunluğu:

$$R_{or} = R_d - 0,5 \cdot b$$
$$R_{or} = 127,38 - 0,5 \cdot 31,5 = 111,63$$
$$R_{or} = 111,63 \text{ mm}$$

Orta taksimat dairesi çapı:

$$d_{or1} = z_1 \cdot m_{ort} = 29 \cdot 5,69 = 165,01 \quad d_{or1} = 165,01 \text{ mm}$$
$$d_{or2} = z_2 \cdot m_{ort} = 29 \cdot 5,69 = 165,01 \quad d_{or2} = 165,01 \text{ mm}$$

Hesaplar için dış genişliği:

$$b_{he} = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 31,5 = 26,775 \text{ mm} \quad b_{he} = 26,775 \text{ mm}$$

Profil kaydırma faktörü; Tablo 5.12'den

$$u = 1 \quad x_{k1} = +0,01 \quad x_{k2} = -0,01$$

Temel dairesinde helis açısı:

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta_{or} \cdot \cos\alpha_n)$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin 15 \cdot \cos 20)$$

$$\beta_b = 14,0761$$

Eşdeğer diş sayısı:

$$z_n = z / (\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta_{or})$$

$$z_n = 29 / (\cos^2 14,0761 \cdot \cos 15)$$

$$z_n = 31,910 \quad z_{n1} = 31,910 \quad z_{n2} = 31,910$$

Ölçülecek diş sayısı:

$$k = z_n \cdot \alpha_n / 180 + 0,5$$

$$k = 31,910 \cdot 20 / 180 + 0,5$$

$$k = 4,046 \cong 5 \quad k_1 = 5 \quad k_2 = 5$$

Alın kavrama açısı:

$$\alpha_t = \arctan(\tan\alpha_n / \cos\beta_{or})$$

$$\alpha_t = \arctan(\tan 20 / \cos 15)$$

$$\alpha_t = 20,647$$

Alın kavrama açısının evolvent fonksiyonu:

$$\text{Inv}\alpha_t = \tan\alpha_t - \alpha_t \cdot \pi / 180$$

$$\text{Inv}\alpha_t = \tan 20,647 - 20,647 \cdot \pi / 180$$

$$\text{Inv}\alpha_t = 0,0165$$

Kontrol ölçü değeri:

$$W_{k1} = m_{dt} \cdot \cos\alpha_n \cdot [(k_1 - 0,5) \cdot \pi + z_1 \cdot \text{inv}\alpha_t] + 2 \cdot x_{k1} \cdot m_{dt} \cdot \sin\alpha_n$$

$$W_5 = 6,212 \cdot \cos 20 \cdot [(5 - 0,5) \cdot \pi + 29 \cdot 0,0165] + 2 \cdot (0,01) \cdot 6,212 \cdot \sin 20$$

$$W_{k2} = m_{dt} \cdot \cos\alpha_n \cdot [(k_2 - 0,5) \cdot \pi + z_2 \cdot \text{inv}\alpha_t] + 2 \cdot x_{k2} \cdot m_{dt} \cdot \sin\alpha_n$$

$$W_5 = 6,212 \cdot \cos 20 \cdot [(5 - 0,5) \cdot \pi + 29 \cdot 0,0165] + 2 \cdot (0,01) \cdot 6,212 \cdot \sin 20$$

$$W_5 = 85,397 \quad W_5 = 85,313$$



Diş üstü yüksekliği:

$$h_{ad} = m_d \cdot (1 + x_k)$$

$$h_{ad1} = 6 \cdot (1 + 0,01) \quad h_{ad1} = 6,06 \text{ mm}$$

$$h_{ad2} = 6 \cdot (1 - 0,01) \quad h_{ad2} = 5,94 \text{ mm}$$

Dış çap:

$$d_D = d_d + 2 \cdot h_{ad} \cdot \cos \delta$$

$$d_{D1} = 180,148 + 2 \cdot 6,06 \cdot \cos 45$$

$$d_{D1} = 188,718 \text{ mm}$$

$$d_{D2} = 180,148 + 2 \cdot 5,94 \cdot \cos 45$$

$$d_{D2} = 188,548 \text{ mm}$$

**Tablo 5.14:** Diş kalınlığı üst sapma değeri [101].

Taksimat dairesi	a	ab	b	bc	c	cd	d	e	f	g	h
bis 10	-100	-85	-70	-58	-48	-40	-33	-22	-10	-5	0
10 - 50	-135	-110	-95	-75	-65	-54	-44	-30	-14	-7	0
50 - 125	-180	-150	-125	-105	-85	-70	-60	-40	-19	-9	0
125 - 280	-250	-200	-170	-140	-115	-95	-80	-56	-26	-12	0
280 - 560	-330	-280	-230	-190	-155	-130	-110	-75	-35	-17	0
560 - 1000	-450	-370	-310	-260	-210	-175	-145	-100	-48	-22	0

**Tablo 5.15:** Diş kalınlığı toleransı [101].

Taksimat dairesi	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
bis 10	3	5	8	12	20	30	50	80	130	200
10 - 50	5	8	12	20	30	50	80	130	200	300
50 - 125	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
125 - 280	8	12	20	30	50	80	130	200	300	500
280 - 560	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
560 - 1000	12	20	30	50	80	130	200	300	500	800

Genel makine diş kalınlığı tolerans sınıfı b, diş kalınlığı tolerans alanı 26

$W_k$  için üst sapma değeri, d için; bak Tablo 5.14

$$A_{sne} = -0,125 \quad A_{sne} = -0,230$$

Diş kalınlığı toleransı d için; bak Tablo 5.15

$$T_{sn} = 0,025 \quad T_{sn} = 0,100$$

Üst tolerans:

$$A_{\text{üwk}} = A_{\text{sne}} \cdot \cos\alpha$$

$$A_{\text{üwk1}} = -0,117 \quad A_{\text{üwk2}} = -0,216$$

Alt tolerans:

$$A_{\text{awk}} = (A_{\text{sne}} - T_{\text{sn}}) \cdot \cos\alpha$$

$$A_{\text{awk1}} = -0,174 \quad A_{\text{awk2}} = -0,310$$

Maksimum ölçü değeri:

$$W_{\text{kü}} = W_{\text{k}} + A_{\text{üwk}}$$

$$W_{\text{kü11}} = 85,397 - 0,117 = 85,28$$

$$W_{\text{kü21}} = 85,313 - 0,216 = 85,097$$

Minimum ölçü değeri:

$$W_{\text{ka}} = W_{\text{k}} + A_{\text{awk}}$$

$$W_{\text{ka11}} = 85,397 - 0,174 = 85,223$$

$$W_{\text{ka21}} = 85,313 - 0,310 = 85,003$$

Bütün değerler silindirik dişlilerin aynısıdır. Yalnız çıkış değerleri eşdeğer silindirik dişli değerleri olarak alınmalıdır.

Dişin baş açısı:

$$\delta_{a1} = \arctan(h_{ad1}/R_d) = \arctan(6,06/127,38)$$

$$\delta_{a1} = 2,724$$

$$\delta_{a2} = \arctan(h_{ad2}/R_d) = \arctan(5,94/127,38)$$

$$\delta_{a2} = 2,700$$

Dış açısı:

$$\delta_{d1} = \delta_1 + \delta_{a1} \quad \delta_{d1} = 45 + 2,724$$

$$\delta_{d1} = 47,724$$

Dış koni tepe yarım açısı:

$$\delta_{d2} = \delta_2 + \delta_{a2} \quad \delta_{d2} = 45 + 2,700$$

$$\delta_{d2} = 47,700$$

**Tablo 5.16:** İmalat için gerekli ölçüler.

		Pinyon	Ayna
Diş Sayısı	$z$	29	29
Modül	$m_d$	6 mm	
Taksimat Tepe Açısı	$\delta$	45°	45°
Kavrama Açısı	$\alpha_n$	20°	
Helis Açısı	$\beta_{or}$	15°	
Helis Yönü	-	sağ	sol
Dış Taksimat Çapı	$d_d$	180,148 mm	180,148 mm
Profil Kaydırma Faktörü	$x_k$	+0,01	-0,01
Diş Çekme Kalitesi		DIN 8	
Ölçülecek Diş Sayısı	$k$	5	5
Ölçü Değerleri	$W_k$	85,397 mm	85,313 mm
	$W_{kmax}$	85,28 mm	85,097 mm
	$W_{kmin}$	85,223 mm	85,003 mm
Eksenler Kesişme Açısı	$\Sigma$	90°	

**Tablo 5.17:** İmalat için gerekli ölçüler.

		Pinyon	Ayna
Dış Çap	$d_D$	188,718 mm	188,548 mm
Diş Geniliği	$b$	31,5 mm	
Dişli Konisi Tepe	$\delta_d$	47,724°	47,700°

Burada görüldüğü gibi konik dişli çiftinin imalatı ve kontrolü için gereken bütün ölçüler bilinmektedir.

Bundan sonra yapılacak mukavemet hesabı, ölçüleri bilinen konik dişli kademesinin kontrolü gibidir. Bu hesap içinde eşdeğer silindirik dişlinin boyutları gereklidir.

Eşdeğer büyüklükler:

Eşdeğer diş sayısı:

$$z_{eş1} = z_1 / \cos \delta_1$$

$$z_{eş2} = z_2 / \cos \delta_2$$

$$z_{eş1} = 29 / \cos 45$$

$$z_{eş2} = 29 / \cos 45$$

$$z_{eş1} = 41,012$$

$$z_{eş2} = 41,012$$

Eşdeğer kavrama açısı:

$$\alpha_{est} = \arctan(\tan \alpha_n / \cos \beta_{or})$$

$$\alpha_{est} = \arctan(\tan 20 / \cos 15)$$

$$\alpha_{est} = 20,647$$

Eşdeğer çevirme oranı:

$$u_{eş} = u^2 = (z_2 / z_1)^2 = (29 / 29)^2 = 1 \quad u_{eş} = 1$$

Eşdeğer temel helis açısı:

$$\beta_{esb} = \arcsin(\sin \beta_{or} \cdot \cos \alpha_n)$$

$$\beta_{esb} = \arcsin(\sin 15 \cdot \cos 20)$$

$$\beta_{esb} = 14,076$$

Eşdeğer silindirik dişlinin diş sayısı:

$$Z_{neş} = \frac{z_{es}}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta_{or}}$$

$$Z_{neş1} = \frac{41,012}{\cos^2 14,0761 \cdot \cos 15}$$

$$Z_{neş1} = 45,1276$$

$$Z_{neş2} = \frac{41,012}{\cos^2 14,0761 \cdot \cos 15}$$

$$Z_{neş2} = 45,1276$$

Eşdeğer taksimat dairesi çapı:

$$d_{eş} = d_{or}/\cos\delta$$

$$d_{eş1} = 165,01/\cos45$$

$$d_{eş1} = 233,359 \text{ mm}$$

$$d_{eş2} = 165,01/\cos45$$

$$d_{eş2} = 233,359 \text{ mm}$$

Eşdeğer eksenler mesafesi:

$$a_{eş} = (d_{eş1}+d_{eş2})/2$$

$$a_{eş} = (233,359+233,359)/2$$

$$a_{eş} = 233,359$$

Orta diş üstü yüksekliği:

$$h_{aor} = m_{or} \cdot (1+x_k)$$

$$h_{aor1} = 5,498 \cdot (1+0,010)$$

$$h_{aor1} = 5,553 \text{ mm}$$

$$h_{aor2} = 5,498 \cdot (1-0,010)$$

$$h_{aor2} = 5,443 \text{ mm}$$

Eşdeğer diş üstü dairesi çapı:

$$d_{esa} = d_{es} + 2 \cdot h_{aor}$$

$$d_{esa1} = 233,359 + 2 \cdot (5,553)$$

$$d_{esa1} = 244,465 \text{ mm}$$

$$d_{esa2} = 233,359 + 2 \cdot (5,443)$$

$$d_{esa2} = 244,245 \text{ mm}$$

Eşdeğer temel dairesi çapı:

$$d_{esb} = d_{es} \cdot \cos\alpha_{est}$$

$$d_{esb1} = 233,359 \cdot \cos20,647$$

$$d_{esb1} = 218,370 \text{ mm}$$

$$d_{esb2} = 233,359 \cdot \cos20,647$$

$$d_{esb2} = 218,370 \text{ mm}$$

Yardımcı ölçüler:

Kavrama doğrusu uzunluğu,

$$g_{es\alpha} = 0,5 \cdot (\sqrt{d_{esa1}^2 - d_{esb1}^2} + \sqrt{d_{esa2}^2 - d_{esb2}^2}) - a_{es} \cdot \sin\alpha_{est}$$

$$g_{es\alpha} = 0,5 \cdot (\sqrt{(244,465)^2 - (218,370)^2} + \sqrt{(244,245)^2 - (218,370)^2}) - 233,359 \cdot \sin 20,647$$

$$g_{es\alpha} = 109,653 - 82,285$$

$$g_{es\alpha} = 27,368 \text{ mm}$$

Profil kavrama oranı:

$$\epsilon_{es\alpha} = \frac{g_{es\alpha} \cdot \cos\beta_{or}}{m_{orn} \cdot \pi \cdot \cos\alpha_{est}}$$

$$\epsilon_{es\alpha} = \frac{27,368 \cdot \cos 15}{5,498 \cdot \pi \cdot \cos 20,647} = \frac{26,435}{16,163}$$

$$\epsilon_{es\alpha} = 1,636$$

Normal kesitte profil kavrama oranı:

$$\epsilon_{es\alpha n} = \epsilon_{es\alpha} / \cos^2\beta_b$$

$$\epsilon_{es\alpha n} = 1,636 / \cos^2 14,0761$$

$$\epsilon_{es\alpha n} = 1,739$$

Eğiklik:

$$\epsilon_{es\beta} = \frac{b_{he} \cdot \sin\beta_{or}}{m_{or} \cdot \pi}$$

$$\epsilon_{es\beta} = 0,401$$

Eşdeğer dişlide toplam kavrama oranı:

$$\epsilon_{es\gamma} = \epsilon_{es\alpha} + \epsilon_{es\beta}$$

$$\epsilon_{es\gamma} = 1,636 + 0,401$$

$$\epsilon_{es\gamma} = 2,037$$

Mukavemet Hesapları:

Diş dibi mukavemeti:

Orta taksimat dairesinde çevre kuvveti:

$$F_{ort1} = 2.M_{t1}/d_{or1}$$

$$F_{ort1} = 2.437,7/165,01$$

$$F_{ort1} = 5305 \text{ N}$$

Orta çevre hızı:

$$V_{çor} = \pi.d_{or1}.n_1$$

$$V_{çor} = \pi.165,01.120$$

$$V_{çor} = 1,037 \text{ m/s}$$

Malzemeyi her iki çark için aynı alalım.

42CrMo4 en büyük değerleri alalım.

Diş dibi kırılmasına karşı deney dişlisi mukavemet değeri  $\sigma_{Flim} = 370 \text{ N/mm}^2$

Diş yanağı oyuklaşmasına karşı deney dişlisi mukavemet değeri  $\sigma_{Hlim} = 1230 \text{ N/mm}^2$

Diş kalitesi DIN 8

Diş dibi kırılmasına karşı mukavemet hesabı:

Temel prensip:

$$S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FSK}}{\sigma_{Fhe}} \geq S_{FGER} \quad \text{Her şey yolunda.}$$

İşletmedeki emniyet kat sayısı:

$$S_{Fhe} = \frac{\sigma_{FSK}}{\sigma_{Fhe}} = \frac{740}{416,2}$$

$$S_{Fhe} = 1,78$$

Diş dibi kırılmasına göre gerekli emniyet devamlı mukavemet kat sayısı;

$$S_{FGER} = 1,5...2,5 \text{ seçilen} \quad S_{FGER} = 1,5 \quad S_{Fhe} \geq S_{FGER}$$

İşletmede diş dibi kırılması sürekli gerilmesi:

$$\sigma_{Fhe} = \sigma_{FYe} \cdot K_{IS} \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$$

$$\sigma_{Fhe} = 96,718.1,85.1,02.1,2.1,9$$

$$\sigma_{Fhe} = 416,12 \text{ N/mm}^2$$

Yerel diş dibi kırılması sürekli gerilmesi:

$$\sigma_{FYe} = F_{ort} \cdot Y_{FS} \cdot Y_{\epsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_K / (b_{he} \cdot m_{orn})$$

$$\sigma_{FYe} = 5305.4,29.0,68.0,920.1 / (26,775.5,498)$$

$$\sigma_{FYe} = 96,718 \text{ N/mm}^2$$

$K_{i\dot{s}}$  işletme faktörünün bak Tablo B.1 sıra 4, sütun 2 presler

$K_{i\dot{s}} = 1,85$  seçildi.

**Tablo 5.18:** Kaliteye göre konik dişliler için K-faktörleri [99].

DIN e göre kalite		6	7	8	9	10	11	12
$K_1$		9,5	15,34	27,02	58,43	106,64	146,08	219,12
$K_2$	Düz	1,0645						
	Helis	1,0						
$K_3$	Düz	0,0193						
	Helis	0,01						

$$K_v = 1 + \left( \frac{K_1 \cdot K_2}{K_5} + K_3 \right) \cdot K_4$$

$K_1 = 27,02$  Kalite DIN 8 için bak Tablo 5.18

$K_2 = 1,0$  helis için bak Tablo 5.18

$K_3 = 0,01$  helis için bak Tablo 5.18

$$K_5 = K_{i\dot{s}} \cdot F_{ort} / b$$

$$K_5 = 1,85 \cdot 5305 / 31,5$$

$$K_5 = 311,56$$

$$K_4 = 0,01 \cdot z_1 \cdot V_{\dot{c}1} \cdot \sqrt{u^2 / (1 + u^2)}$$

$$K_4 = 0,01 \cdot 29 \cdot 1,037 \cdot \sqrt{1^2 / (1 + 1^2)}$$

$$K_4 = 0,213$$

$$K_v = 1 + \left( \frac{27,02 \cdot 10}{311,56} + 0,01 \right) \cdot 0,213$$

$$K_v = 1,02$$

$$K_{F\alpha} = 1,2 \quad K_{F\alpha}: \text{Alın yükü dağılma faktörü;}$$



**Tablo 5.19:** Yük dağılma faktörü [99].

Kullanıldığı yer		Pinyon ve aynanın yataklanması		
		İkisi çift taraflı	Biri çift taraflı biri ankastre	İkisi ankastre
Endüstri ve gemi	$K_{H\beta}$	$\approx 1,10$	$\approx 1,25$	$\approx 1,50$
	$K_{F\beta}$	$\approx 1,65$	$\approx 1,90$	$\approx 2,25$
İşmakşnaları ve kamyonlar, uçaklar	$K_{H\beta}$	$\approx 1,00$	$\approx 1,10$	$\approx 1,25$
	$K_{F\beta}$	$\approx 1,50$	$\approx 1,65$	$\approx 1,90$

$K_{F\beta}$  Yük dağılma faktörü bak Tablo 5.19

$K_{F\beta} = 1,9$  (Biri çift taraflı biri ankastre yataklanır.)

$Y_{FS}$  Form faktörü:

$$Y_{FS} = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}$$

$$Y_{Fa1} = 2,6$$

$$Y_{Fa2} = 2,6$$

$$Y_{Sa1} = 1,65$$

$$Y_{Sa2} = 1,65$$

$$Y_{FS1} = 2,6 \cdot 1,65 = 4,29$$

$$Y_{FS2} = 2,6 \cdot 1,65 = 4,29$$

$$Y_{FS1} = 4,29$$

$$Y_{FS2} = 4,29$$

$Y_{\epsilon}$  Konik dişlilerde yük payı faktörü:

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{es\alpha n}}$$

$$\epsilon_{es\alpha} = 2,037$$

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{1,739}$$

$$Y_{\epsilon} = 0,68$$

$Y_{\beta}$  Helis açısı faktörü:

$$\beta = 15$$

$$Y_{\beta} = 0,920$$

$Y_K$  Konik dişli faktörü genelde 1 alınır. Sabit değer  $Y_K = 1$

Hesap için diş genişliği:

$$b_{he} = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 31,5$$

$$b_{he} = 26,775 \text{ mm}$$

Malzemenin devamlı mukavemet değeri:

$$\sigma_{FSK} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relIT} \cdot Y_{RrelIT} \cdot Y_X$$

$$\sigma_{FSK} = 370.2.1.1.1.1$$

$$\sigma_{FSK} = 740 \text{ N/mm}^2$$

$Y_{ST}$ Malzemenin gerilme değeri düzeltme faktörü, sabit;		$Y_{ST} = 2$
$Y_{NT}$ Dayanma süresi faktörü;		$Y_{NT} = 1$
$Y_{\delta relIT}$ Göreceli dayanışma faktörü;	$Y_{\delta relIT}, Y_{sa} = 1,65$	$Y_{\delta relIT} = 1$
$Y_{RrelIT}$ Göreceli yüzey faktörü;	$R_z = 10\mu\text{m}$	$Y_{RrelIT} = 1$
$Y_X$ Büyüklük faktörü;	$m_{or} = 5,5$	$Y_X = 1$

Diş yanağı oyuklaşması kontrolü:

Temel prensip

$$S_{Hhe} = \frac{\sigma_{HSK}}{\sigma_{Hhek}} \geq S_{HGER} \text{ Her şey yolunda}$$

İşletmedeki emniyet katsayısı:

$$S_{Hhe} = \sigma_{HSK} / \sigma_{Hhek}$$

$$S_{Hhe} = 1145/642,43$$

$$S_{Hhe} = 1,78 \quad S_{Hhe} > S_{HGER}$$

Diş yanağı oyuklaşmasına göre gerekli emniyet devamlı mukavemet katsayısı:

$$S_{HGER} \approx 1,2 \dots 1,5 \text{ seçilen}$$

$$S_{HGER} = 1,2$$

Diş yanağında yüzey basıncı:

$$\sigma_{Hhe} = \sigma_{HYe} \cdot \sqrt{K_{IS} \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}}$$

$$\sigma_{Hhe} = 398,83 \cdot \sqrt{1,85 \cdot 1,02 \cdot 1,25 \cdot 1,1}$$

$$\sigma_{Hhe} = 642,43 \text{ N/mm}^2$$

Konik dişlide işletme faktörü ve dinamik faktör:

$$K_{i\beta} = 1,85; K_V = 1,02$$

Yük dağılıma faktörü; bak Tablo 5.19

$$K_{H\beta} = 1,25$$

Alın yükü dağılıma faktörü:

$$K_{H\alpha} = 1,1$$

Diş yanağında yerel yüzey basıncı:

$$\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{F_{ort1}}{b_{esH} \cdot d_{es1}} \cdot \frac{u_{es}+1}{u_{es}}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{\varepsilon} \cdot Z_B \cdot Z_K$$

$$\sigma_{HYe} = \sqrt{\frac{5305}{26,775 \cdot 233,359} \cdot \frac{1+1}{1}} \cdot (2,14) \cdot (189,8) \cdot (0,9) \cdot (0,985) \cdot (0,85)$$

$$\sigma_{HYe} = 398,83 \text{ N/mm}^2$$

$$F_{ort1} = 5305 \text{ N}; b_{esH} = 26,775 \text{ mm}; u_{es} = z_{es2}/z_{es1} = 1; \beta = 15; Z_K = 0,85$$

$Z_{\beta}$  Helis faktörü:

$$Z_{\beta} = \sqrt{\cos\beta_{est}}$$

$$Z_{\beta} = 0,985$$

$Z_H$  Diş yanağı form faktörü:

$$(x_1+x_2) \cdot (z_1+z_2) = 0 \text{ ve } \beta = 15 \quad Z_H = 2,14$$

$Z_E$  Malzeme faktörü çelik/çelik:

$$E = 206000 \text{ N/mm}^2 \quad Z_E = 189,8$$

$Z_{\varepsilon}$  Kavrama faktörü;  $Z_{\varepsilon} = 0,9$

Diş yanağı oyuklaşmasına göre mukavemet değeri:

$$\sigma_{HSK} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_X$$

$$\sigma_{HSK} = 1230 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1$$

$$\sigma_{HSK} = 1145 \text{ N/mm}^2$$

$Z_L$  Yağlama faktörü:

$$Z_L = 0,95$$

$Z_V$  Çevre hızı faktörü:

$$Z_V = 0,98$$

$Z_R$  Yüzey işleme kalite faktörü:

$$Z_R = 1$$

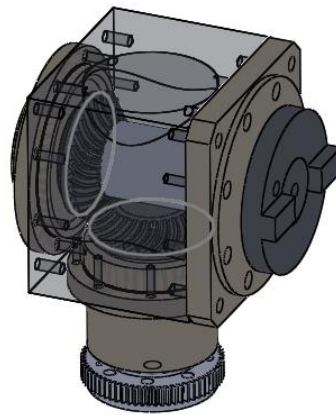
$Z_X$  Büyüklük faktörü,  $m_{or} = 5,5 \dots (Y_X = Z_X)$ :

$$Z_X = 1$$

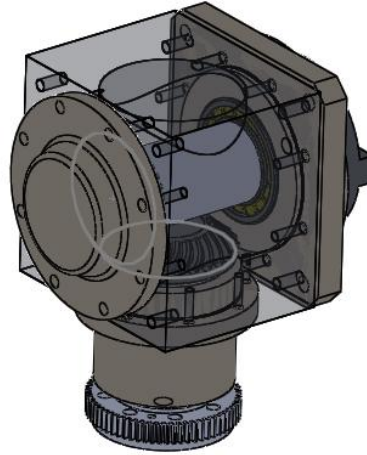
#### 5.2.3.14.5 Üst Dişli Kutusu Tasarımı

Üst dişli kutusu eksantrik milden yatay yönde aldığı hareketi, hareketin yönünü değiştirerek dikey olarak kardan miline aktarmaktadır. Ayrıca üst dişli kutusunun alt kısmında bulunan dişli vasıtasıyla encoder'e hareket aktarılmakta ve presin hareket diyagramına uygunluğu kontrol edilmektedir.

Eksantrik milden, dişli kutusuna hareket aktarımı kaplin vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Pinyon dişli görevini gören helisel konik dişli iki adet silindirik makaralı rulman tarafından dişli kutusunun iki kapağına yataklanmıştır. Hareketin aktarıldığı helisel konik dişli ise ankastre olarak dişli kutusunun alt kısmında bulunan dişli kutusu kapağına yataklanmıştır. Helisel konik dişlilerin buldukları millere montajı sıkı geçme şeklinde yapılmaktadır.



**Şekil 5.132:** Üst dişli kutusu (1).



**Şekil 5.133:** Üst dişli kutusu (2).

Üst dişli kutusunda bulunan helisel konik dişlilere ait boyutlandırma ve mukavemet hesaplarına bir önceki kısımda yer verilmiştir.

#### **5.2.3.15 Dikey Kardan Mili**

Kardan mili, hareket ve moment iletimini sağlamak için kullanılan millere kardan kavramasının uygun koşullarda montajının gerçekleştirilmesiyle oluşturulan elemanlardır. Çalışma prensibi açısından, genel olarak eksenler arası açıya sahip olan veya eksenleri birbirinden kaçık konumda olan miller aracılığıyla hareket ve moment iletimini sağlamak için tasarlanmış millerdir. Kardan mili mekanik tasarımlarda döndürme momentini bir noktadan başka bir noktaya iletmek gibi önemli bir göreve sahiptir. Bu nedenle, kardan milinin ömrünün istenen değerde olması ve tasarlanan sistemde olumsuz bir durum yaşanmaması amacıyla tasarım sırasında özellikle, kardan miline etki edecek mafsallık açısı, moment, aksel ilerleme miktarı, çevresel şartlar ve titreşim gibi parametrelere dikkat edilmelidir [53, 54].

Kardan milleri genel olarak yüksek kaliteli ıslah çeliklerinden imal edilirler. Genel olarak içi boş boru şeklinde imal edilirler, çünkü içi boş miller aynı yükleme durumunda dolu millere göre daha hafiftirler ve mukavemet olarak incelendiğinde dolu miller ile boş millerin aralarında pek fark yoktur.

### **5.2.3.15.1 Kardan Mili Tasarım Parametreleri**

#### **5.2.3.15.1.1 Mukavemet**

Kardan mili, tasarım aşamasında belirlenen çalışma şartlarına maruz kaldığında bu çalışma şartlarından etkilenmeyecek şekilde çalışmalıdır [53].

Kardan milinin tasarımının düzgün bir şekilde yapılabilmesi için uygulamayla ilgili parametre değerlerine detaylı olarak hâkim olunması gerekmektedir. Kardan mili erken yorulma etkisi altında kalmadan moment iletecek biçimde burulma dayanımına sahip olmalıdır. Kardan kavramasındaki yataklar, çalıştığı ortamdaki çevre şartlarına dayanıklı, sürtünme kayıpları ve aşınmayı önlemek için belirlenen sınırlar içerisinde istenen açılarda çalışabilecek biçimde tasarlanmalıdır. Kayıcı kanallar ve kullanılan diğer aksenal elemanlar, aksenal ilerleme, moment ve çevre şartlarının etkilerine mukavemet edebilecek biçimde istenen kayma hareketini gerçekleştirebilmeli ayrıca eşit aşınma ve yağ tutma kapasitesine sahip olmalıdır [53, 54].

#### **5.2.3.15.1.2 Moment Kapasitesi**

Kardan mili, güç birimleri tarafından oluşturulan maksimum momenti iletecek biçimde tasarlanmalıdır. Kardan mili, kullanıldığı uygulamalarda hizmet ömrü süresince birçok burulma yüklemesi etkisi altında kalmaktadır. Bu moment, dönel veya statik durumlarda kesintisiz olarak uygulanabilir veya kardan mili kesik kesik ya da darbe şeklinde burulma yüklemelerine maruz kalabilir. Bahsedilen yükler tasarım aşamasında hesaplanan sabit değerlerden büyük olabilmektedir. Moment kapasitesi ile ilgili yapılan hesaplarda bu gibi durumların göz ardı edilmemesi tasarımın daha güvenilir olmasını sağlayacaktır [53].

#### **5.2.3.15.1.3 Kardan Milinin Dönme Hızı**

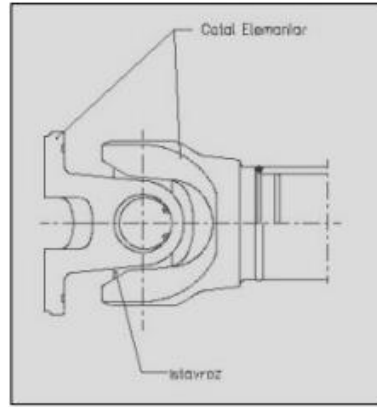
Kardan mili, sıfır hız ile motorun azami hızı arasında değişen geniş aralıklardaki işletme şartlarına maruz kalabilir. Ancak kardan milinin tasarımının motorun en yüksek hızında güvenli ve sürekli çalışabilecek kabiliyette olması gerekmektedir [53, 54].

#### **5.2.3.15.1.4 Üniuersal Mafsal Açıları**

Kardan mafsalı Şekil 5.134'de görüldüğü üzere mekanizma olarak karşılıklı şekilde konumlandırılmış iki U biçimindeki çataldan ve bu çatalların 90° açıyla birleşmesini sağlayan eksenleri birbirine dik istavrozdan oluşmaktadır. Kardan milleri tahrik eden ve

edilen iki sistem arasında bağlantıyı sağlayan üzerlerinde birden fazla kardan mafsalı bulunabilen elemanlardır [53, 54].

Kardan mafsalı pek çok endüstriyel uygulamada kullanılır. Küçük boyutlu çeşitli cihaz ve makineler, endüstriyel robotlar, tekerlekli taşıtlar ve eksantrik pres uygulamaları kullanım alanlarına örnek gösterilebilir. Mafsalları kaymalı veya yuvarlanmalı olan çok çeşitli, küçük boyutludan, ağır taşıt uygulamalarında kullanılan büyük boyutlu olanlara kadar konstrüktif yapı olarak birbirinden farklı birçok çeşidi bulunmaktadır [53].



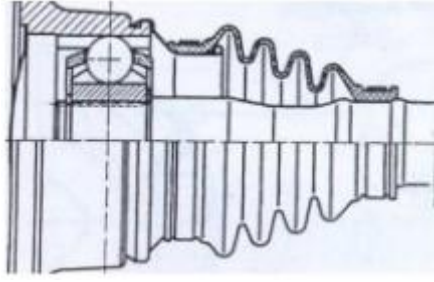
**Şekil 5.134:** Kardan mafsalı [53].

Kardan mili üniversal mafsalları birbirinden farklı moment değerleri ve çalışma şartları altında belirli bir açısal aralıkta, istenmeyen ve zararlı olabilecek etkilere sebebiyet vermeden çalışabilmelidir. Kardan mili mafsalının çalışma açısı teorik olarak  $0^\circ$  ve  $45^\circ$  arasında değişmesi mümkündür. Ancak sürtünme kayıplarını ve aşınmayı önlemek amacıyla bu açı  $3^\circ$  ile  $15^\circ$  arasında tutulmaktadır. Belirlenen bu değerler üniversal mafsalın tasarımında büyük öneme sahip olacaktır [41, 53].

Kardan kavraması kinematik açısından iki gruba ayrılır:

1. Sabit Hız Kavraması
2. Değişken Hız Kavraması

Uygulamadaki değişkenlerle ilişkili olarak, sabit ve değişken hız kavramalarının her ikisinde özel tasarım ve fonksiyonel özelliklere sahip olması sebebiyle sürekli çalışma açıları üzerinde sınırlamalara sahiptir [53].



**Şekil 5.135:** Sabit hız mafsalı [53].

Bu uygulamada iki milden biri döndürüldüğünde diğer milde dönecektir. Millerin açısal hızları birbirine eşittir. Çubukların temas noktası, kesişen mil eksenlerinin açıortay düzlemi üzerinde olacaktır. Temas noktasının yer değiştirmesi durumunda meydana gelecek aşınmayı ve sürtünme kaybını en aza indirmek amacıyla kavramada bilyalar kullanılarak yuvarlanma sürtünmesi oluşturulmuştur [53].

#### **5.2.3.15.1.5 Kardan Mili Burulma Titreşimi**

Kardan kavramasının oluşturduğu ve herhangi bir olumsuz duruma neden olmayıp kabul edilebilir değerlerde olan burulma titreşimi, kardan mili üzerinde bulunan diğer elemanların yapısına ve kardan milinin çalışma hızına bağlıdır. Kardan milindeki burulma titreşimi, herhangi bir sürekli çalışma hızı ve pozisyonunda,  $400 \text{ rad/s}^2$  açısal ivmeden küçük ise, deneyimler sonucu elde edilen görüşlere göre kardan mili genellikle titreşim yaratmayacak ve güvenilir biçimde çalışacaktır [53].

#### **5.2.3.15.1.6 Kardan Mili Atalet Titreşimi**

Atalet titreşimi, hareket süresince hızlanıp yavaşlayan sabit karakterli olmayan kardan milinin ataletinin oluşturduğu değişken moment yükleri tarafından oluşturulmaktadır [53].

#### **5.2.3.15.1.7 İkincil Çift Titreşim Sınırları**

Bu titreşim türü, belli bir açıda moment ileten kardan kavraması tarafından oluşturulmaktadır. Moment yönünde meydana gelen açısal değişimin kardan kavramasının tahrik eden ve edilen elemanları üzerinde oluşturduğu eğilme momentidir. İkincil çift titreşim sınırları, mafsal açısı ve momentin bir fonksiyonudur. Değişken hız kavramasında tahrik eden kısımda bulunan elemanlardaki eğilme momenti, her dönüş için iki defa, sıfırdan maksimum noktasına salınım yaparken, tahrik edilen kısımda eş zamanlı olarak maksimum noktadan sıfıra doğru azalma olur. Sabit hız kavramasında her dönüş pozisyonunda tahrik eden ve edilen kısımdaki eğilme momenti ise sabittir [53].



### 5.2.3.15.1.8 Kardan Milinde Uzunluk Değişimi

Kardan milindeki uzunluk değişimleri ve aksel ilerleme, mil kullanıldığı uygulamada montaj ve demontaj esnasında gerekli olduğu gibi, birbirinden farklı yükleme ve çalışma koşulları altında da gereklidir [53].

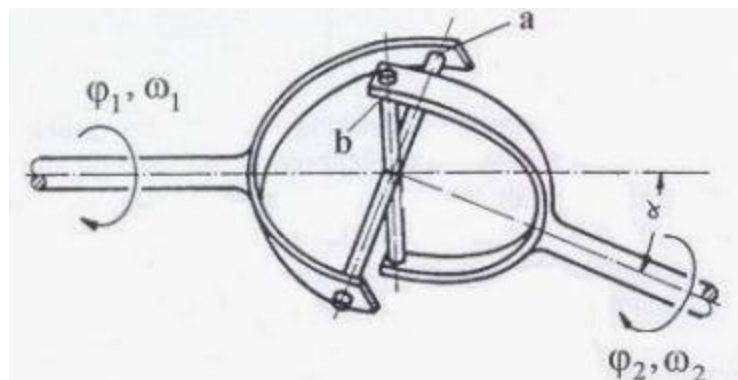
Kardan mili yüksek momentlere maruz kaldığında, mil üzerindeki birçok eleman başlangıç konumundaki statik pozisyonundan başka bir noktaya ötelenir. Kardan milinin dinamik çalışma pozisyonu, doğru mafsalları ve uzunluğunun yaklaşık olarak hesaplanabilmesi için gereklidir [53].

### 5.2.3.15.1.9 Kardan Mili Tasarım ve İmalatı

Kardan mili, temel görevlerini yapabilmesi ve hesaplanan ömrü süresince beklentileri karşılayabilmesi için, önceden belirlenen sınır şartlarına uygun olarak tasarlanıp imalatı gerçekleştirilmelidir. Kardan milinin mukavemet hesapları, moment kapasitesi ve bu kısımda bahsedilen diğer faktörler tasarım ve imalat açısından oldukça önemlidir. Bunların yanında kardan milinin dengelemesi, shaft ağırlığı, düzgünlüğü ve boru ovalliği tasarım ve imalat konusundaki dinamik dengeyi sağlama konusunda önemli olan diğer etkenlerdir [53].

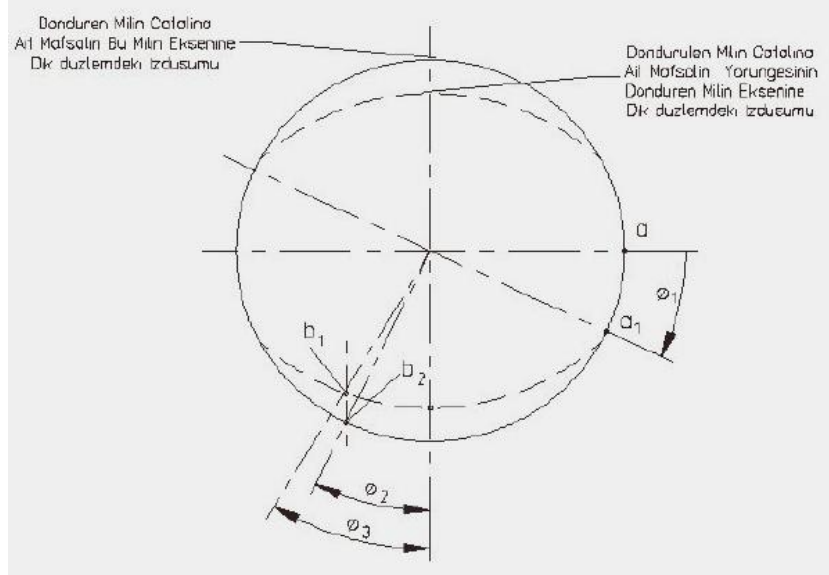
### 5.2.3.15.2 Kardan Kavramasının Kinematiki

Şekil 5.136'da basitleştirilmiş gösterimi verilen kardan kavraması kinematik açıdan incelendiğinde döndüren milin sabit ( $\omega_1$ ) açısal hızına karşılık döndürülen milin açısal hızı ( $\omega_2$ ) sabit değildir [53]. Her ne kadar  $n_1$  ve  $n_2$  devir sayıları eşit ise de  $\omega_2$  açısal hızı her bir devir içinde değişir, periyodik değerler alır [41].



Şekil 5.136: Kardan mafsallı basitleştirilmiş gösterimi [53].

Şekil 5.137'ye bakıldığında döndüren mile ait mafsal a konumunda bulunurken diğer mile ait mafsalın iz düşüm düzlemindeki konumu  $90^\circ$  ileride b noktasındadır. Birinci mil  $\theta_1$  açısı kadar döndüğünde mafsal a noktasından  $a_1$  noktasına gelir. b noktasındaki mafsal ise iz düşüm düzlemindeki  $b_1$  konumuna gelecektir. Bu mafsalın kendi hareket düzlemindeki konumu ise  $b_2$  noktasına karşılık gelir ve gerçek dönmesi  $\theta_2$  kadardır [53].



**Şekil 5.137:** Kardan mafsalında döndüren ve döndürülen kısımların taradığı açılar [53].

Döndürülen milin açısal hızındaki değişimler  $\alpha$  açısı büyüdükçe artar. Millerin dönme açıları  $\theta_1$  ve  $\theta_2$ , açısal hızları  $\omega_1$  ve  $\omega_2$  ise aralarında şu bağıntılar yazılabilir [41]:

$\theta_1$  ve  $\theta_2$  arasında,

$\text{tg } \theta_2 = \text{tg } \theta_1 \cdot \cos \alpha$  denklemin her iki tarafının zamana göre türevi alınırsa,

$$(d\theta_2/dt) \cdot (dtg\theta_2/d\theta_2) = (d\theta_1/dt) \cdot (dtg\theta_1/d\theta_1) \cdot \cos \alpha$$

$$(d\theta_2/dt) \cdot (1/\cos^2\theta_2) = (d\theta_1/dt) \cdot (\cos\alpha/\cos^2\theta_1) \text{ elde edilir.}$$

$d\theta_1/dt = \omega_1$  ve  $d\theta_2/dt = \omega_2$  olduğuna göre düzenleme ve basitleştirme yapılırsa,

$$\omega_2/\omega_1 = \cos\alpha / (1 - \sin^2\alpha \cdot \sin^2\theta_1) \text{ bağıntısı bulunur.}$$

Görüldüğü gibi işletme anında  $\alpha$  açısı sabit ise  $\omega_2$  veya  $\omega_2/\omega_1$  sadece döndürülen milin  $\theta_1$  açısına bağlıdır [41].

$$\theta_1 = 0 \text{ ve } \pi \quad \text{için} \quad (\omega_2/\omega_1)_{\min} = \cos\alpha$$

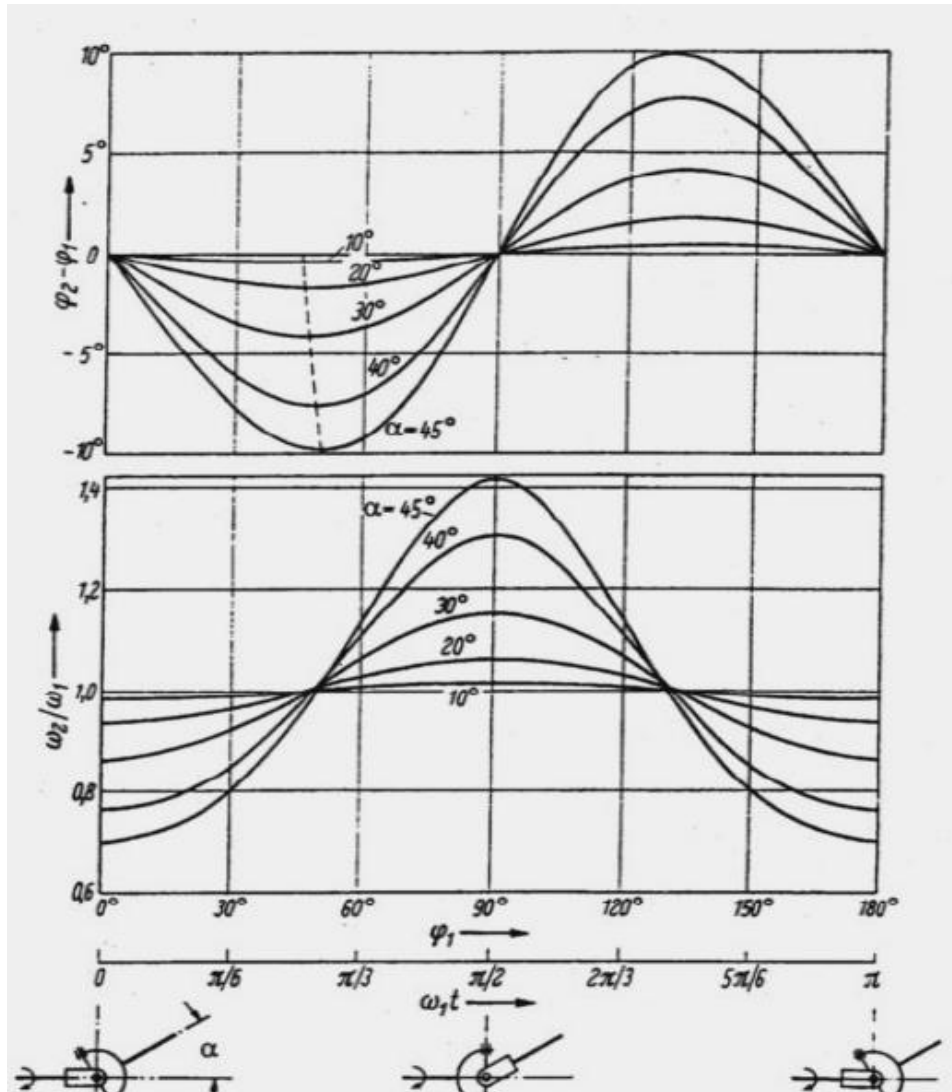
$$\theta_1 = \pi/2 \text{ ve } 3\pi/2 \quad \text{için} \quad (\omega_2/\omega_1)_{\max} = 1/\cos\alpha$$

Döndüren ve döndürülen millerin taradığı açılar arasındaki fark ve açısal hızların birbirine oranı Şekil 5.136'daki  $\alpha$  açısına bağlı olarak yarım dönüş için verilmiştir. Birinci milin sabit açısal hızla dönmesi halinde, ikinci milin hızı bir dönüşte iki kez maksimum ve iki kez minimum noktalarından geçer. Milin dönme hızı bu değişimin frekansının iki katıdır. Açısal hızdaki bu değişim harmonik değildir [53]. Düzgünsüzlük  $\alpha$  açısına bağlıdır. Boyutsuz olarak tanımlanacak düzgünsüzlük sayısı için;

$$\delta = (\omega_{2\max} - \omega_{2\min}) / \omega_1 = \sin^2 \alpha / \cos \alpha = (1 / \cos \alpha) - \cos \alpha \text{ olarak yazılabilir.}$$

Kardan mafsalı ile yapılan montajdaki düzgünsüzlük sistemin dinamiğininde etkileyecektir [53]. Bağlantıda  $\omega_1$  açısal hızının sabit olduğu farz edildiğinde ikinci milin açısal ivmesi;

$$\varepsilon_2 = d\omega_2 / dt = \omega_1^2 \cdot [(\sin 2\theta_1 \cdot \sin 2\alpha \cdot \sin \alpha) / 2] \cdot (1 - \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \theta_1)^2 \text{ olacaktır.}$$



Şekil 5.138: Kardan mafsalı ve mil hızlarının değişimi [41].

Döndürülen tarafın kütlelesizlik momenti  $J_2$  ile gösterildiğinde  $\varepsilon_2.J_2$  büyüklüğünde kütlelesiz döndürme momenti bahis mevzusu olacaktır. Bu moment sistemin hareketine yansımaktadır [53].

Dönüş hızının veya ikinci milin eylemsizlik momentinin çok küçük olduğunu varsayarsak  $\varepsilon_2.J_2$  momenti çok küçük olur. Bu halde dahi ikinci mildeki döndürme momentinde bu milin açısal hızının değişiminin sonucu olarak açısal hızdakine benzer bir dalgalanma görülür. İletilen enerjiyle karşılaştırıldığında çok küçük olduğu için kavramalardaki sürtünme kayıpları ihmal edilirse, giren ve çıkan enerjinin eşit olması şartından hareketle  $\omega_1.Md_1 = \omega_2.Md_2$  bağıntısı yazılabilir [53]. Buradan,

$$Md_2 = Md_1.(1 - \sin^2\theta_1.\sin^2\alpha)/(\cos\alpha) \text{ bağıntısı çıkarılır.}$$

İkinci milin açısal hızının en büyük değeri aldığı durumda döndürme momenti en küçük değerini almaktadır [53].

### **5.2.3.15.3 Kardan Mili Hasar Analizi**

Kardan mili pek çok hareketli elemana sahiptir ve bu elemanlar hareket ve moment iletimi sırasında karmaşık kuvvetlerin etkisine maruz kalmaktadır. Bu durumdan dolayı kardan kavramasının konstrüktif özelliği incelendiğinde üç ana hasarın meydana gelebileceği gözlemlenmektedir. Bunlar, aşırı yüklemeye dolayı doğabilecek hasarlar, sistemin yapısından dolayı oluşabilecek hasarlar ve yüzey aşınması nedeniyle oluşabilecek hasarlardır [53, 54].

#### **5.2.3.15.3.1 İletilen Hareket ve Momente Bağlı Olarak Kardan Kavraması Üzerine Etkiyen Kuvvetler**

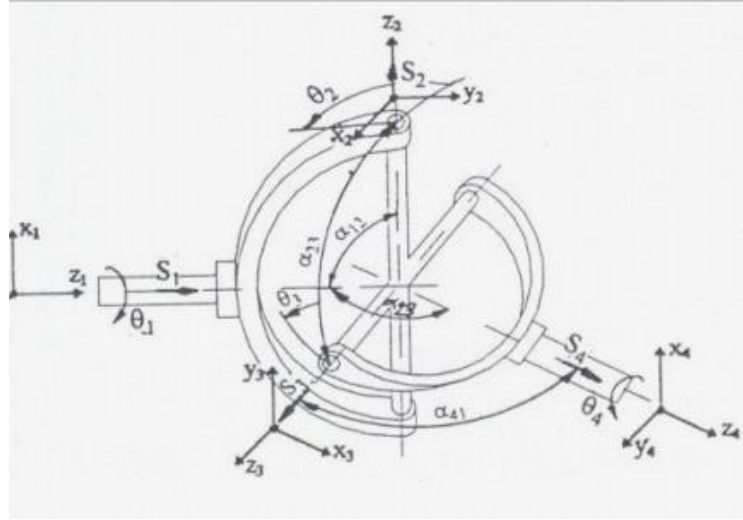
Kardan kavramasının elemanlarına etkiyen kuvvetleri iletilen momentle ilişkili olarak açıklayabiliriz.

Şekil 5.139'da basitleştirilmiş şekilde gösterilen kardan kavramasına bağlı tahrik eden ve edilen miller arasında  $\alpha$  kadar bir sapma açısı olduğu hesaba katılırsa giriş ve çıkış millerinin açısal hızları arasındaki oran, aşağıda verilen eşitlikten bulunabilir [54].

$$\omega_2/\omega_1 = (\cos\alpha)/(1 - \sin^2\theta_g.\sin^2\alpha)$$

Buna göre sürtünmeler eklenip enerji dengesi yazıldığında, çıkış momenti aşağıda verilen eşitlikten yola çıkılarak,

$$M_2 = M_1 \cdot [(1 - \sin^2 \theta_1 \cdot \sin^2 \alpha) / \cos \alpha]$$
 olarak bulunur [53, 54].



Şekil 5.139: Tipik kardan kavraması [53].

Bu eşitliğe göre kardan kavramasında sabit bir giriş momenti olmasına karşın  $\alpha$  mafsal açısının tesiri nedeniyle çıkış momenti  $\theta_2$  açısının 0 ve  $\pi/2$  değerleri için,  $M_1/\cos \alpha$  noktasında maksimum,  $M_1 \cdot \cos \alpha$  noktasında ise minimum değerdedir. Çıkış milinin açısal hızının değişimiyle ilgili olarak çıkış miline bağlı kütlelerin  $M_2$  momentinin etkisinde titreşim yapacağı saptanmaktadır.  $M_2$  momentinin bir bölümü çıkış miliyle bağlantısı olan sisteme harcanırken geriye kalan kısmı çıkış miline bağlı kütlelerin vibrasyonuna harcanmaktadır [53, 54].

Bu denklemler incelendiğinde kardan kavramalarında ortaya çıkacak kuvvet ve momentler şu şekilde sıralanabilir;

- 1) Kavrama ara milinde iletilen moment nedeniyle burulma gerilmesi oluşur [53, 54].
- 2) İstavroz üzerinde eğilme ve kayma gerilmeleri meydana gelir [53, 54].
- 3) Çatalarda eğilme ve kayma gerilmeleri meydana gelir [53, 54].
- 4) Çatal ile istavroz muyluları arasındaki iğneli veya kaymalı yataklarda radyal kuvvetler meydana gelir [53, 54].

#### **5.2.3.15.3.2 Aşırı Yüklemeden Dolayı Meydana Gelebilecek Hasarlar**

Aşırı yükleme, sistemde iletilmesi gereken momentin kardan kavramasına ait elemanların emniyetli moment limitini aşması halindeki yükleme durumu olarak tanımlanır. Bu durum genelde ani yüklemelerden dolayı meydana gelmektedir. Sistemin kütlesi ve ivmelenme değeri ile aşırı yüklemenin değeri belirlenmektedir. Kardan milinde aşırı yükleme ile burulma zorlanması nedeniyle ara mil üzerinde kayma gerilmesi, istavroz muylusu ile çatalın montajının sağlandığı yatakta yüksek basınç nedeniyle yüzey tahribatı ve kırılmalar meydana gelebilir. İstavroz muylusundaki aşırı yüklemelerden dolayı meydana gelen yüzey deformasyonunda, hasar ortaya çıkmasının temel nedeni aşırı yüzey basıncının meydana gelmesi ve yatak içinde bulunan yuvarlanma elemanlarının zarar görmesidir [53, 54].

#### **5.2.3.15.3.3 Kardan Mili Yapısal Yorulma Hasarları**

Yorulma hasarları, kardan miline yapılan yüklemelerden dolayı meydana gelen burulma gerilmesi genliklerinin, milin burulma mukavemeti değerinden küçük olması fakat bu etkinin uzun süre devam etmesi sonucunda meydana gelir [53, 54].

Bu durum kardan milinin bütün elemanları üzerinde oluşabilir. Yorulma hasarları yorulma çatlaklarından başlamaktadır. Çatlakların ilerlemesi sonucunda zorlanan alan burulma zorlanması sebebiyle meydana gelen gerçek gerilme alanına düşene kadar saptanamayabilir. Fakat bu noktaya gelindiğinde kardan mili elemanları yüklemeye karşı mukavemet gösteremeyecek ve zarara uğrayacaktır [53, 54].

#### **5.2.3.15.3.4 Kardan Kavramasında Statik Hasar**

Kardan kavramasında moment iletimi esnasında ortaya çıkan gerilme yığılımları çatal ile istavrozun bağlantı bölgesinde oluşmaktadır. Bunun sonucu olarak belirtilen bölgede kırılma çatlaklarının daha hızlı ilerleyeceği ya da statik yükleme hali için kayma gerilmelerinin azami değere ulaşacağı açıkça görülmektedir. Kardan kavramasında çatal ile istavrozun bağlantı bölgesinde meydana gelen gerilme yığılımlarını engellemek amacıyla malzeme miktarını arttırmak sistemin konstrüktif yapısı nedeniyle sınırlı olacaktır. Bu nedenle malzemenin mekanik özelliğinde değişiklik yapmak daha uygun olacaktır [53, 54].

#### **5.2.3.15.3.5 Kardan Kavramasında Yüzey Aşınması**

Yüzey aşınması, birbiriyle temas halinde olan ve aralarında izafi hareket bulunan iki yüzeyde ortaya çıkan aşınma halidir. Kardan kavramasında yüzey aşınması, istavroz

muylusu ile yuvarlanmalı yatak arasında ve istavroz muylusu ile yatak arasındaki yağın sızmasını engelleyen sızdırmazlık elemanının izafi hareketli yüzeyinde meydana gelir. Yüzey aşınması, sürtünen yüzeyler arasındaki hareket direncinin artmasına, yüksek sıcaklık ve titreşim oluşumuna neden olabilir. İğneli yatak ile istavroz muylusu arasında yeterli yağlamanın olmaması, yüksek sıcaklık oluşumu ve devamında muylu yüzeyinde malzeme özelliğinin kaybıyla sonuçlanabilir [53, 54].

Yüzey aşınmasına sebep olan en önemli faktör yağlamanın yetersiz olmasıdır. Ayrıca yatak malzemelerinin sertliği (58-65 HRc)'de yüzey aşınmasını etkileyen diğer bir faktör olup pitting, brinelling ve spalling aşınmaları işletme gerilmesinin sonucu olarak meydana gelebilir [53, 54].

Bu nedenle malzeme seçimi, yüzeyler arasındaki izafi hareket (yuvarlanma, kayma) ve sıcaklık artışı dikkate alınıp yapılmalıdır. İstavroz muylusu ile yatak arasındaki sürtünme nedeniyle ortaya çıkan ısı, sızdırmazlık elemanına zarar verebilir. Bu durum yağlamayı olumsuz yönde etkiler. Ayrıca sızdırmazlık elemanının zarar görmesi yatak boşluğuna dışarıdan toz gibi maddelerin girmesine sebep olup abrasif ve korozyon aşınmaya neden olacaktır [53, 54].

#### **5.2.3.15.3.6 Kardan Mili Hasar Analizi Sonuçları**

Kardan kavramasının sistematik ve konstrüktif yapısı hasar analizi açısından incelendiğinde elemanın ilk olarak izafi hareketli kısımlarında hasarın meydana geldiği görülmektedir. Bunun temel nedeni ise tam teşekküllü yağlamanın yapılamamasıdır. Bu sebeplerden meydana gelebilecek hasarların önlenmesi için doğru yağ seçimi, çalışma zamanına ve çalışma ortamına bağlı olarak düzenli bir şekilde bakımının yapılması gerekmektedir. Ayrıca kullanılan gres yağının bölgede kalması ve miktarının ayarlanması da önemli etkenlerdendir. Bunun için sızdırmazlık elemanı da uzun ömürlü ve görevini tam yapacak özellikte olmalıdır [53, 54].

Kinematik özelliği nedeniyle moment iletimi sırasında sistem genel değişken zorlanmaya maruz kalmaktadır. Bu nedenle kullanılan yuvarlanmalı yatak bileziğinde ve istavroz muylusunda pitting yorulmalarının meydana gelmesi olasıdır. Bu nedenle izafi hareketli yüzeylerin sertlik ve darbeye karşı mukavemet değerleri ayarlanırken dikkat edilmelidir. Kardan kavramalarında kullanılan yuvarlanmalı yataklarında bütün yuvarlanmalı

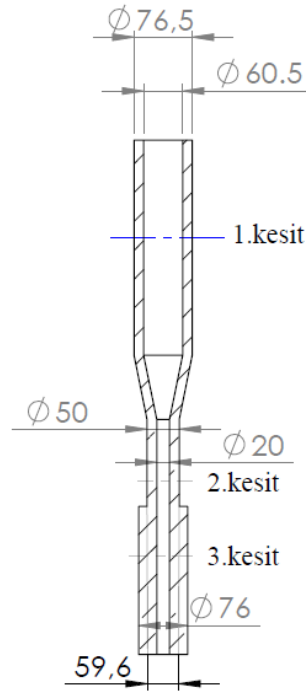
yataklarda olduğu gibi belli bir ömrü vardır. Bu yatakların ömür hesabı yapılarak öngörülen ömürden fazla çalıştırılmamalıdır. Diğer taraftan ara mili üzerindeki kayar mafsalda bulunan freze dişlerinin yüzeyinde iletilen moment nedeniyle açığa çıkan yüzey basıncı dikkate alınarak mukavemet hesabı yapıp, yüzey sertlik değeri ve yağlama koşulları belirlenmelidir [53, 54].

Kardan milinde meydana gelebilecek diğer hasarlar, çatlaklar ile ara mili arasında yapılan kaynaklı birleştirmede meydana gelebilir. Bunun en önemli nedeni ise kaynaklı birleştirme sırasında elemanlar üzerinde artık gerilmeler meydana gelir ve bu elemanların dinamik zorlanmalara maruz kalması sonucunda yorulma çatlakları oluşur ve oluşan yorulma çatlakları hızlı bir şekilde ilerleyerek elemanlarda dolayısıyla kardan milinde hasar oluşmasına neden olur. Ayrıca kaynaklı birleştirme sırasında kaynak nüfuziyetinin tam olarak sağlanmaması kardan sisteminin statik ve dinamik açıdan beklenen mukavemeti sağlayamamasına sebep olabilir. Bundan dolayı yapılan kaynaklı birleştirmelerde kaynak nüfuziyeti mutlaka kontrol edilmelidir [53, 54].

Kardan mili çalışma açısından moment ve hareket iletimi yapan bir elemandır. Fakat kardan kavramalarının kinematik davranışı bağlı bulunduğu mil sisteminin dinamik davranışına doğrudan etki etmektedir. Bu yüzden sistemin tasarımında etkin mafsal açısı olabildiğince küçük tutulmalıdır. Mafsallar ile ara milinin birleştirilmesinden sonra sistemin statik ve dinamik balansı kontrol edilerek sistem dinamik olarak dengelenmelidir. Makine üzerine montaj işlemi gerçekleştiği esnada kardan mili aksenal olarak herhangi bir ön gerilmeye maruz kalmamalıdır. Bu durumun işletme sırasında da oluşmamasına dikkat edilmeli ve gerekli konstrüktif önlemler alınmalıdır [53, 54].



### 5.2.3.15.4 Kardan Mili (Dikey) Hesaplamaları



Şekil 5.140: Dikey kardan mili kesit ölçüleri.

$$M_b = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n / 60} = \frac{5500}{2 \cdot \pi \cdot 120 / 60} = 437676 \text{ N.m} \cong 438 \text{ N.m}$$

İçi boş milde dış çap  $d = d_b$ , İç çap  $d = d_i$

$$W_{p(b)} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_b^4 - d_i^4)}{d_b}$$

1.kesit:

$$W_{p(1)} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(76,5^4 - 60,5^4)}{76,5} = 53518,5 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{b1} = \frac{M_b}{W_{p1}} = \frac{438000}{\frac{\pi \cdot (d_b^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_b}} = \frac{438000}{53518,5} \quad \tau_{b1} = 8,18 \text{ N/mm}^2$$

2.kesit:

$$W_{p(2)} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(50^4 - 20^4)}{50} = 23915,4 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{b2} = \frac{M_b}{W_{p2}} = \frac{438000}{\frac{\pi \cdot (d_b^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_b}} = \frac{438000}{23915,4} \quad \tau_{b2} = 18,31 \text{ N/mm}^2$$

3.kesit:

$$W_{p(3)} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(76^4 - 59,6^4)}{76} = 53594 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{b3} = \frac{M_b}{W_{p3}} = \frac{438000}{\frac{\pi \cdot (d_b^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_b}} = \frac{438000}{53594} \quad \tau_{b3} = 8,17 \text{ N/mm}^2$$

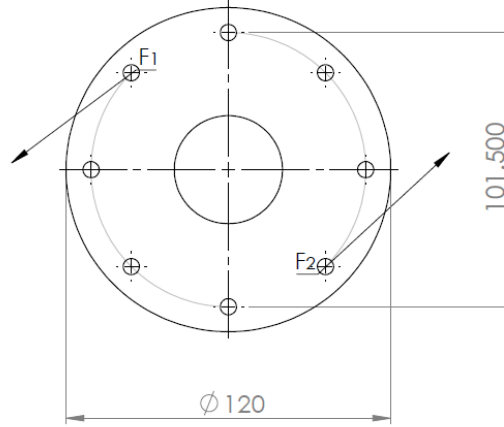
Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezi uygulanırsa:

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{eş} = \sqrt{(0)^2 + 3 \cdot (18,31)^2} \quad \sigma_{eş} = 31,71 \text{ N/mm}^2$$

S = 10...15 arasında olmalı burulmaya göre;

42 CrMo4  $\tau_{TD} = 370 \text{ N/mm}^2$  bak Tablo 5.5

$$S = \frac{\tau_{TD}}{\sigma_{eş}} = \frac{370}{31,71} = 11,67 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$



**Şekil 5.141:** Dikey kardan mili bağlantı flanşı üzerindeki cıvatalara uygulanan kesme kuvvetleri.

$$\emptyset d = 101,5 \text{ mm}$$

$$\emptyset D = 120 \text{ mm}$$

$$M_d = \frac{F_1}{d/2} + \frac{F_2}{d/2} \quad F_1 = F_2 \quad F_1 + F_2 = F_t$$

$$M_d = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

$$F_t = \frac{2M_d}{d} = \frac{2 \cdot 438000}{101,5} = 8630,5 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = 4315,25 \text{ N} \quad F_{1\text{civata}} = \frac{F_1}{4} = \frac{4315,25}{4} = 1078,8$$

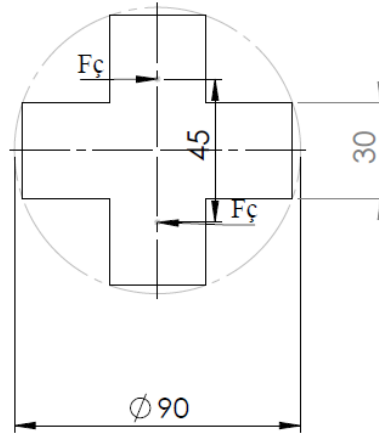
$$A_{\text{civata}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (8,160)^2}{4} = 52,3 \text{ mm}^2$$

$$\tau_k = \frac{F_{1\text{civata}}}{A_{\text{civata}}} = \frac{1078,8}{52,3} = 20,63 \text{ N/mm}^2$$

**Tablo 5.20:** Cıvataların sürekli mukavemet genlik değerleri [41].

Cıvataya uygulanan işlem	Kalite	M4-M8	M10-M16	M18-M30
Cıvata ıslah edilmiş	12 ve 10	70	60	50
	8 ve 6	60	50	40
Cıvata ıslah edilmiş ve dış yuvaları yuvarlatılmış	12 ve 10	110	100	90
	8 ve 6	100	90	80

$\sigma_{\text{gem}} \geq 20,63 \text{ N/mm}^2$  olmalıdır. Bu değere en uygun kalite Tablo 5.20'den 10.9 kalite civata olarak görülebilmektedir. M10 ve 10.9 kalitesi için  $\sigma_{\text{gem}} = \pm 60 \text{ N/mm}^2$  dir.



**Şekil 5.142:** Dikey kardan mili mafsalsı istavrozuna uygulanan kuvvetler.

$$M_d = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

$$438 = F_t \cdot 0,045$$

$$F_t = \frac{438}{0,045} = 9733,3 \text{ N}$$

$$F_{1\text{istvrz}} = \frac{F_t}{4} = \frac{9733,3}{4} = 2433,3 \text{ N}$$

$$A_{\text{istvrz}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (30)^2}{4} = 706,86 \text{ mm}^2$$

Malzeme St37 veya St50 seçilebilir.

$$\tau_k = \frac{F_{1\text{istvrz}}}{A_{\text{istvrz}}} = \frac{2433,3}{706,86} = 3,44 \text{ N/mm}^2$$

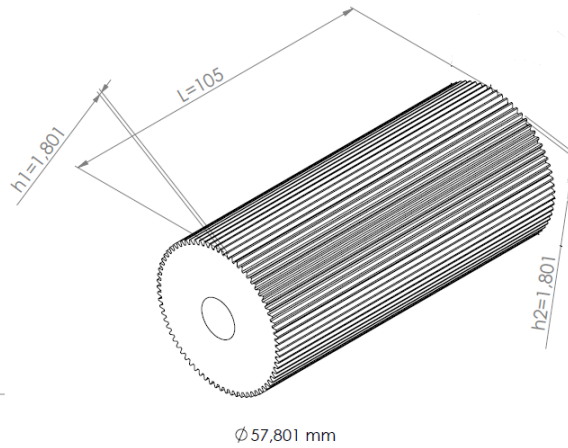
**Tablo 5.21:** Tam değişken durumda elik pimler için yüzey basıncı, eğilme gerilmesi, kesme gerilmesi, emniyet değerleri [41].

Karşı Malzeme	Yük Durumu	Düzgün Pim Pres Geçme			Çentikli Pim			Düzgün Perno Kayma Geçme		
		p	$\sigma_e$	$\tau$	p	$\sigma_e$	$\tau$	p	$\sigma_e$	$\tau$
St37	Tam Değişken	36	75	30	26	60	25	12	70	30
St50		38			28			12		
elik Döküm		31			21			12		
Dökme Demir		26			18			16		
CuSn, CuZn		14			10			16		
AlCuMg		23			17			8		
AlSi		16			12			8		

Tablo 5.21'den Tam değişken yük durumu için  $\tau_k$  gerilmesi bütün malzemeler için 30 N/mm<sup>2</sup> dir.

$$\tau_{TD} \geq 3,44 \text{ N/mm}^2 \text{ olmalıdır. } \tau_{TD} = 30 \text{ N/mm}^2$$

Kama Kontrolü;



**Şekil 5.143:** Dişli üzerinde bulunan kamaların bir adedinin ölçülerinin gösterimi.

$$h_1 = 1,801 \text{ mm} \quad h = t_1 + t_2 = 1,801 + 1,801 = 3,602 \text{ mm}$$

$$h_2 = 1,801 \text{ mm}$$

$$h_1 = t_1$$

$$h_2 = t_2$$

$$M_d = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

$$438000 = F_t \cdot 28,9005$$

$$F_t = 15155,5 \text{ N}$$

Her bir kamaya düşen kuvvet 72 adet kama olduğu için 72'ye bölünür.

$$F_{\zeta} = \frac{F_t}{72} = \frac{15155,5}{72} = 210,5 \text{ N}$$

Kama ve göbek arasında oluşan yüzey basıncı:

$$l_t = \frac{2 \cdot M_d}{d \cdot (h - t_1) \cdot p_{em}} = \frac{2 \cdot 438000}{57,801 \cdot (3,602 - 1,801) \cdot 80}$$

$$l_t = 105 \text{ mm}$$

$$p_{yüzey} = \frac{F_{\zeta}}{(h - t_1) \cdot l_t} = \frac{210,5}{(3,602 - 1,801) \cdot 105}$$

$$p_{yüzey} = 1,11 \text{ N/mm}^2$$

**Tablo 5.22:** Yüzey basıncı emniyet değerleri [41].

Göbek Malzemesi	Hafif Darbelerde $p_{em}$		Şiddetli Darbelerde $p_{em}$	
	Tek Yönlü	Değişken	Tek Yönlü	Değişken
Dökme Demir	65	45	40	20
Çelik Döküm, Çelik	120	80	80	35

$$p_{em} \geq p_{yüzey}$$

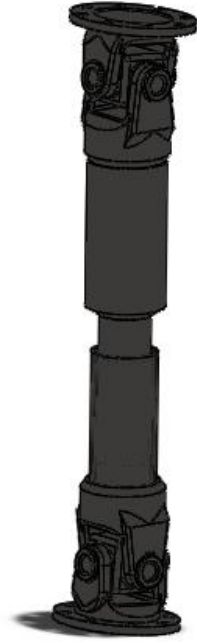
$$p_{em} = 80 \text{ N/mm}^2 \text{ bak Tablo 5.22}$$

Kama her ne kadar kesmeye de zorlanıyorsa genelde yüzey basıncı dikkate alınarak boyutlandırılır.

$$\tau = \frac{F_{\zeta}}{b \cdot l_t} = \frac{210,5}{1,26 \cdot 105} = 1,60 \text{ N/mm}^2$$

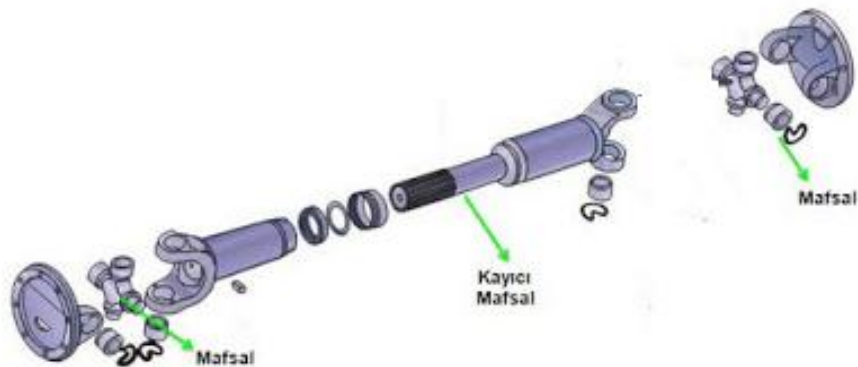
### 5.2.3.15.5 Dikey Kardan Mili Tasarımı

Pres tasarımındaki kardan milinin görevi üst dişli kutusundan aldığı hareketi ve momenti alt dişli kutusuna hareketin devrinde herhangi bir değişikliğe neden olmadan iletmektir.



Şekil 5.144: Kardan mili.

Kardan mili tasarımında iki adet mafsal kullanılmıştır. Mafsalların kendi aralarında montajı mafsal istavrozu ile gerçekleştirilmiştir. Kardan mili montajlarının yapılacağı alt ve üst noktalara 8 adet civata vasıtasıyla flanşlarından sabitlenmektedir.



Şekil 5.145: Kardan milinin yapısı [102].

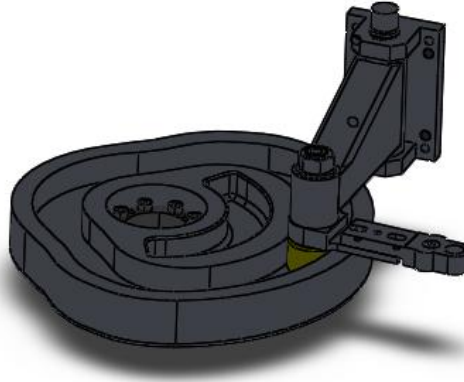


**Şekil 5.146:** Kayıcı mafsal [102].

Kardan mili birbirine geçmeli şekilde iki adet içi boş mil olarak tasarlanmıştır. Yapı olarak içi frezeli boru mil tarafında, bunun içine geçen dışı frezeli mil ise mafsal tarafındadır. Bunun en önemli sebebi hareket halinde kardan mili üzerinde oluşan uzama ve kısalma gibi şekil değişikliklerinin tolere edilmesini sağlamaktır. Kardan milindeki içi boş millerin montajı için imal edilecek olan dişlerin karşılıklarıyla arasında herhangi bir boşluk olmayacak şekilde imal edilmesi gerekmektedir. Kardan milinin imalatında 4140 ıslah çeliği kullanılmıştır.

#### **5.2.3.16 Transfer Bar Hareket Kamı**

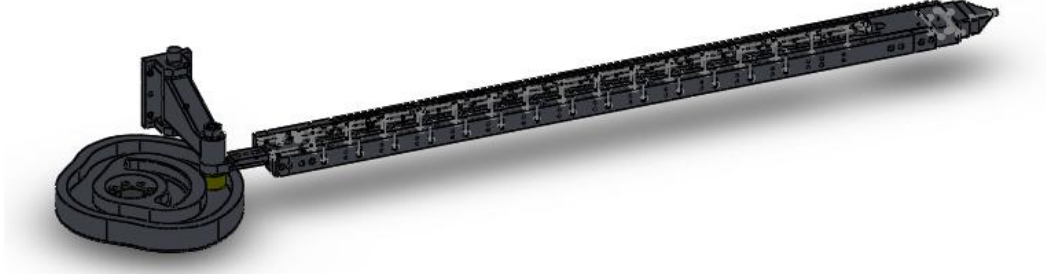
Transfer bar hareket kamı pres için belirlenen genel hareket diyagramına uygun olarak tasarlanmıştır. Transfer bar hareket kamıyla birlikte transfer barın hareketinin sınırları ve transfer barın hangi zamanda hangi noktada olacağı belirlenmiştir.



**Şekil 5.147:** Transfer bar hareket kamı.

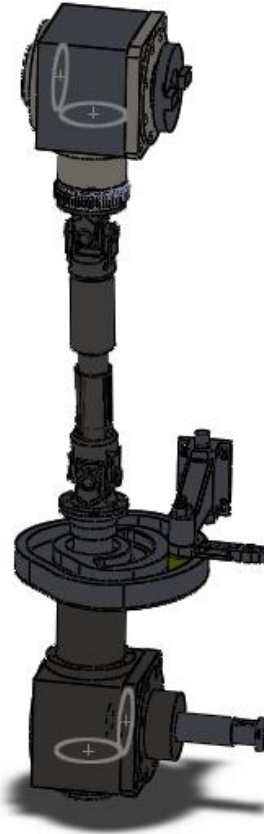
Transfer bar hareket kamı üzerindeki oluk içerisinde kam yoluna zarar vermemesi için kestamit malzemeden imal edilmiş olan kam yolu takip parçası dikey kardan milinden aldığı momentle dönen tabla üzerindeki kam yolunu takip eder. Bir tarafından gövdeye

sabitlenen diğerk taraftan ise serbest bırakılan transfer bar tutucu kam yoluna uygun olarak transfer bara hareket verilmesini sağlar.



**Şekil 5.148:** Transfer bar ve transfer bar hareket kamı.

Transfer bar kamı, dikey kardan mili vasıtasıyla dönme hareketini alır. Kardan milinden aldığı dönme hareketiyle transfer bara hareket verir.

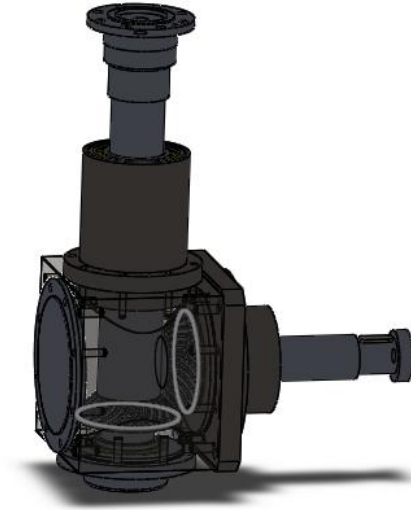


**Şekil 5.149:** Transfer bar hareket kamı genel montaj görünümü.



### 5.2.3.17 Alt Dişli Kutusu

Alt dişli kutusu, dikey kardan milinden aldığı hareketi, hareketin yönünü değiştirerek yatay olarak kardan miline aktarır.



Şekil 5.150: Alt dişli kutusu.

Pinyon dişli görevini gören helisel konik dişli iki adet silindirik makaralı rulman tarafından dişli kutusunun iki kapağına yataklanmıştır. Hareketin aktarıldığı helisel konik dişli ise ankastre olarak dişli kutusunun yan tarafında bulunan dişli kutusu kapağına yataklanmıştır. Helisel konik dişlilerin bulunduğu millere montajı sıkı geçme şeklinde yapılmaktadır.

Alt dişli kutusunun hareket aktarım oranı üst dişli kutusunda olduğu gibi 1:1'dir. Alt dişli kutusunda üst dişli kutusu için yapılan bütün hesaplamalar geçerlidir. Alt dişli kutusu ile üst dişli kutusu arasındaki helisel konik dişlilerle ilgili tek fark alınan hareketin aktarım yönüdür. Üst dişli kutusundaki helisel konik dişlilerle alt dişli kutusundaki helisel konik dişliler arasında herhangi bir fark yoktur.

Ancak alt dişli kutusunun hareketi aldığı nokta ve hareketi yatay kardan miline aktardığı noktada üst dişli kutusundan daha farklı bir montaj şekline sahiptir. Ayrıca dişli kutusu üst dişli kutusundan rulmanlı yataklamaların yeri farklı olduğu için biraz daha farklıdır.

Alt dişli kutusunda bulunan helisel konik dişlilere ait boyutlandırma ve mukavemet hesaplarına üst dişli kutusu kısmında yer verilmiştir.

### 5.2.3.18 Yatay Kardan Mili

Yatay kardan mili alt dişli kutusundan aldığı hareketi ve momenti zincir vasıtasıyla hareketin devrinde herhangi bir değişikliğe sebep olmadan hammadde besleme kam miline aktarır.

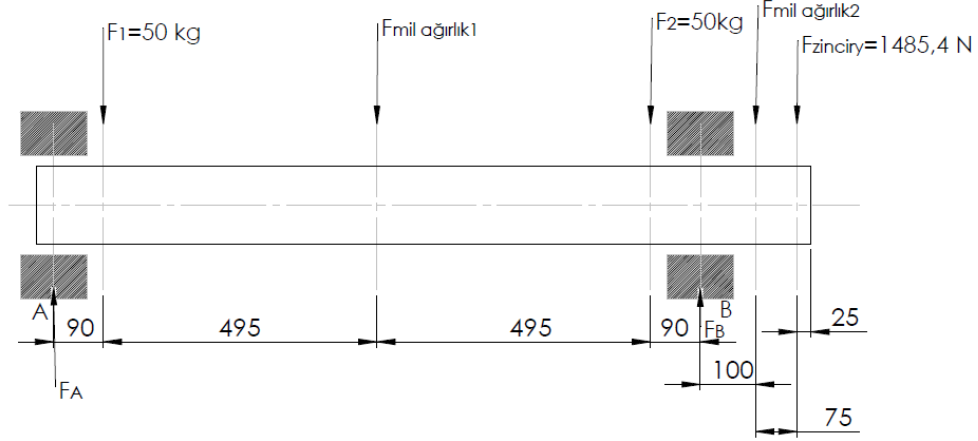


**Şekil 5.151:** Kardan Mili.

Yatay kardan mili de yapı olarak dikey kardan miline benzemektedir. Kardan mili tasarımında iki adet mafsal kullanılmıştır. Kardan mili montajlarının yapılacağı sağ ve sol noktalara 6 adet cıvata ile flanşlarından sabitlenmiştir.

Kardan mili birbirine geçmeli şekilde iki adet içi boş mil olarak tasarlanmıştır. Yapı olarak içi frezeli boru mil tarafında, bunun içine geçen dışı frezeli mil ise mafsal tarafındadır. İçi boş millerin bu şekilde imal edilmesinin en önemli nedeni dikey kardan milinde bahsedildiği gibi hareket halinde kardan mili üzerinde oluşan uzama ve kısalma gibi şekil değişikliklerinin tolere edilmesini sağlamaktır. İçi boş millerin birbirine bağlandığı noktadaki dişlerde herhangi bir boşluk olmaması gerekmektedir. Yatay kardan mili imalatında 4140 ıslah çeliği kullanılmıştır.

### 5.2.3.18.1 Kardan Mili (Yatay) Hesaplamaları



Şekil 5.152: Yatay kardan mili üzerine etkiyen yükler.

$$F_1 = 50 \text{ kg} = 50 \cdot 9,81 = 490,5 \text{ N}$$

$$F_2 = 50 \text{ kg} = 50 \cdot 9,81 = 490,5 \text{ N}$$

$$F_{\text{mil ağı1}} = 236,5 \text{ N}$$

$$F_{\text{mil ağı2}} = 40,4 \text{ N}$$

$$F_{\text{zinciry}} = 1485,4 \text{ N}$$

$$F_{\text{mil ağı1}} = 1,170 \cdot \frac{\pi \cdot (0,07)^2}{4} \cdot 7800 - 1,170 \cdot \frac{\pi \cdot (0,04)^2}{4} \cdot 7800$$

$$F_{\text{mil ağı1}} = 35,12 - 11,47 = 23,65 \text{ kgf} = 236,5 \text{ N}$$

$$F_{\text{mil ağı2}} = 0,200 \cdot \frac{\pi \cdot (0,07)^2}{4} \cdot 7800 - 0,200 \cdot \frac{\pi \cdot (0,04)^2}{4} \cdot 7800$$

$$F_{\text{mil ağı2}} = 6 - 1,96 = 4,04 \text{ kgf} = 40,4 \text{ N}$$

Döndüren dişli çarkın miline etkiyen kuvvet: 4342,92 N

$$4342,92 \cdot \sin 20 = 1485,4 \text{ N}$$

$$F_A + F_B = F_1 + F_2 + F_{\text{mil ağı1}} + F_{\text{mil ağı2}} + F_{\text{zinciry}}$$

$$F_A + F_B = 490,5 + 490,5 + 236,5 + 40,4 + 1485,4$$

$$F_A + F_B = 2743,3 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_1 \cdot 90 + F_{\text{mil ağı1}} \cdot 585 + F_2 \cdot 1080 - F_B \cdot 1170 + F_{\text{mil ağı2}} \cdot 1270 + F_{\text{zinciry}} \cdot 1345 = 0$$

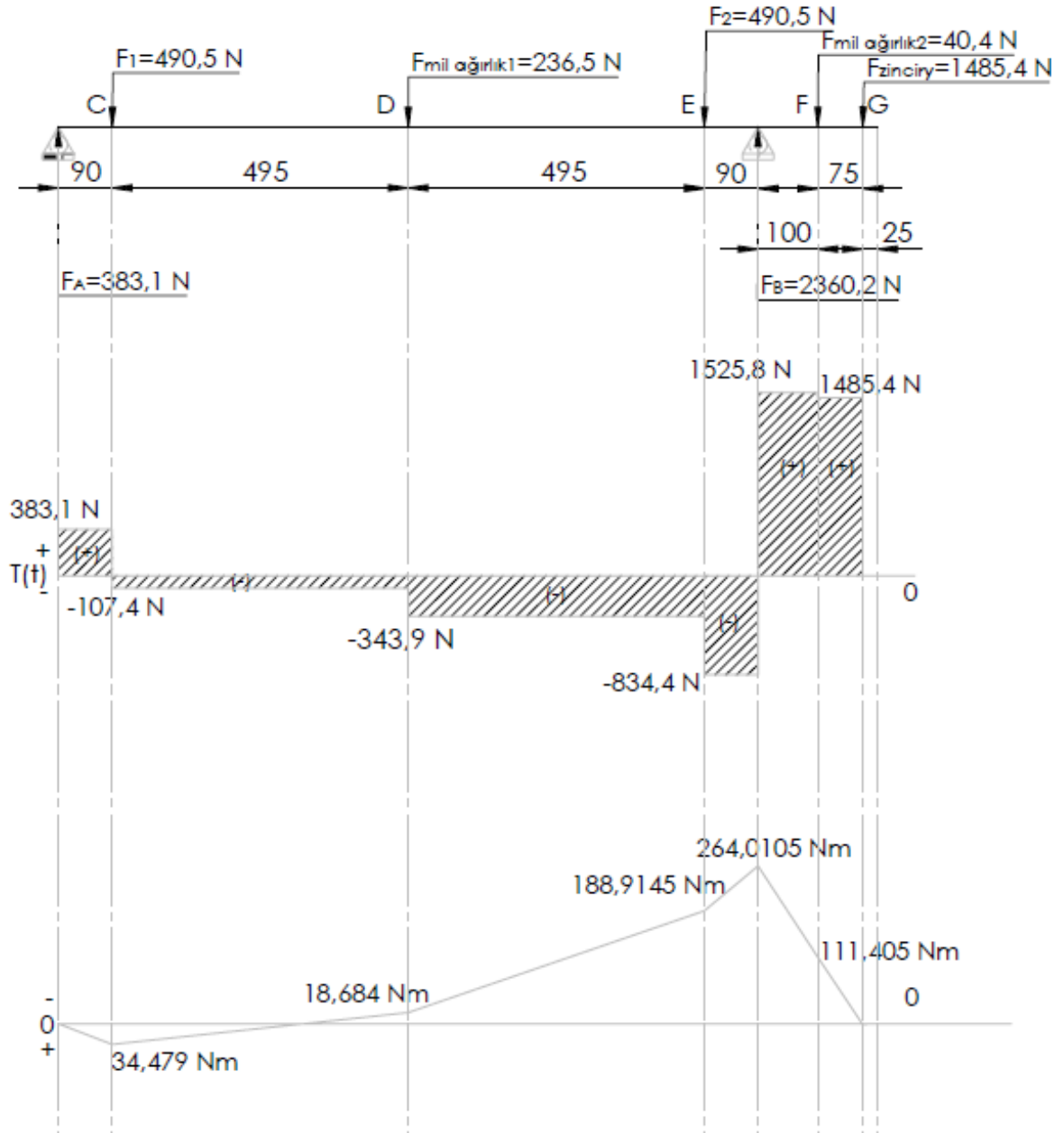
$$490,5 \cdot 90 + 236,5 \cdot 585 + 490,5 \cdot 1080 - F_B \cdot 1170 + 40,4 \cdot 1270 + 1485,4 \cdot 1345 = 0$$

$$44145 + 138352,5 + 529740 - F_B \cdot 1170 + 51308 + 1997863 = 0$$

$$F_B = 2360,2 \text{ N}$$

$$F_A = 2743,3 - 2360,2$$

$$F_A = 383,1 \text{ N}$$



Şekil 5.153: Yatay kardan mili kesme ve moment diyagramları.

$$M_b = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi \cdot \frac{n}{60}} = \frac{5500}{2\pi \cdot \frac{120}{60}} = 437676 \approx 438 \text{ N.m}$$

Kesit Alanı:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (d_b^2 - d_i^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (70^2 - 40^2) = 2591,8 \text{ mm}^2$$

Eğilme mukavemet momenti:

$$W_e = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_b^4 - d_i^4)}{d_b} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(70^4 - 40^4)}{70} = 30083,6 \text{ mm}^3$$

Burulma mukavemet momenti:

$$W_p = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_b^4 - d_i^4)}{d_b} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(70^4 - 40^4)}{70} = 60167,1 \text{ mm}^3$$

E noktasının bulunduğu kesit eğilme momentinin maksimum olduğu kesittir. Bu nedenle F noktasına göre emniyet kontrolü yapılacaktır.

$$\tau_{KE} = \frac{Q_E}{A} = \frac{834,4}{2591,8} = 0,32 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eE} = \frac{M_{eE}}{W_e} = \frac{188914,5}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_b^4 - d_i^4)}{d_b}} = \frac{188914,5}{30083,6} = 6,28 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} = \frac{438000}{\frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_b^4 - d_i^4)}{d_b}} = \frac{438000}{60167,1} = 7,28 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum kayma gerilmesi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{e\varnothing} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{e\varnothing} = \sqrt{(6,28)^2 + 4 \cdot (7,28 + 0,32)^2}$$

$$\sigma_{e\varnothing} = 16,45 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eTD} = 260 \text{ N/mm}^2 \quad \text{St50 malzemesi için bak Tablo 5.5}$$

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{e\varnothing}} = \frac{260}{16,45} = 15,81 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$

Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{e\varnothing} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{e\varnothing} = \sqrt{(6,28)^2 + 3 \cdot (7,28 + 0,32)^2}$$

$$\sigma_{e\varnothing} = 14,58 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eTD} = 260 \text{ N/mm}^2 \quad \text{St50 malzemesi için bak Tablo 5.5}$$

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{e\varnothing}} = \frac{260}{14,58} = 17,83 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$

F noktasının bulunduğu kesit kesme kuvvetinin maksimum olduğu kesittir. Bu nedenle F noktasına göre emniyet kontrolü yapılacaktır.

$$\tau_{kF} = \frac{Q_F}{A} = \frac{1485,4}{2591,8} = 0,57 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eF} = \frac{M_{eF}}{W_e} = \frac{111405}{\frac{\pi (d_b^4 - d_i^4)}{32 \cdot d_b}} = \frac{111405}{30083,6} = 3,70 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} = \frac{438000}{\frac{\pi (d_b^4 - d_i^4)}{16 \cdot d_b}} = \frac{438000}{60167,1} = 7,28 \text{ N/mm}^2$$

Maksimum kayma gerilmesi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{e\sigma} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{e\sigma} = \sqrt{(3,70)^2 + 4 \cdot (7,28+0,57)^2}$$

$$\sigma_{e\sigma} = 16,13 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eTD} = 260 \text{ N/mm}^2 \quad \text{St50 malzemesi için bak Tablo 5.5}$$

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{e\sigma}} = \frac{260}{16,13} = 16,12 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$

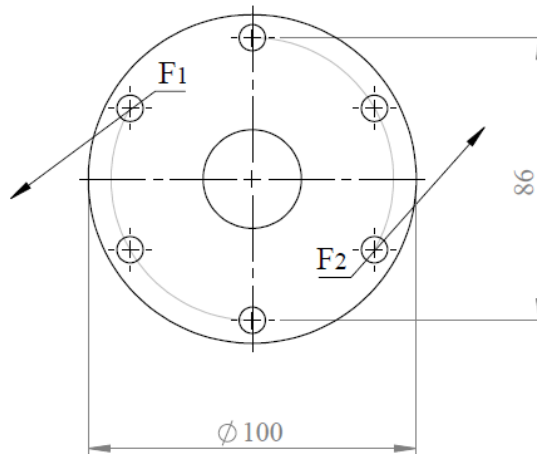
Maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezi uygulanırsa [49]:

$$\sigma_{e\sigma} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad \sigma_{e\sigma} = \sqrt{(3,70)^2 + 3 \cdot (7,28+0,57)^2}$$

$$\sigma_{e\sigma} = 14,09 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{eTD} = 260 \text{ N/mm}^2 \quad \text{St50 malzemesi için bak Tablo 5.5}$$

$$S = \frac{\sigma_{eTD}}{\sigma_{e\sigma}} = \frac{260}{14,09} = 18,45 \text{ Bu değere göre kesit sürekli mukavimdir.}$$



**Şekil 5.154:** Yatay kardan mili bağlantı flanşı üzerindeki cıvatalara uygulanan kesme kuvvetleri.

$$d/2 = 43 \text{ mm}$$

$$\varnothing d = 86 \text{ mm}$$

$$\varnothing D = 100 \text{ mm}$$

$$M_d + M_{e \max} = \frac{F_1}{d/2} + \frac{F_2}{d/2} \quad F_1 = F_2 \quad F_1 + F_2 = F_t$$

$$M_d + M_{e \max} = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

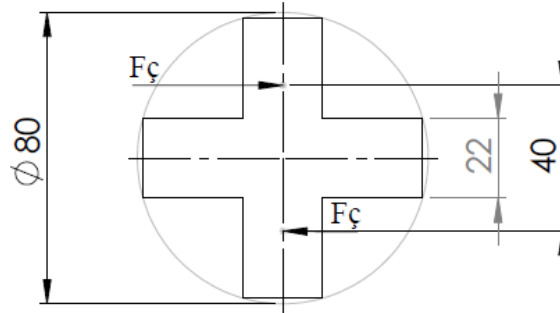
$$F_t = \frac{2(M_d + M_{e \max})}{d} = \frac{2 \cdot (438000 + 188914,5)}{86} = 14579,4 \text{ N}$$

$$F_1 = F_2 = 7289,7 \text{ N} \quad F_{1 \text{ civata}} = \frac{F_1}{3} = \frac{7289,7}{3} = 2429,9 \approx 2430 \text{ N}$$

$$A_{\text{civata}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (8,160)^2}{4} = 52,3 \text{ mm}^2$$

$$\tau_k = \frac{F_{1 \text{ civata}}}{A_{\text{civata}}} = \frac{2430}{52,3} = 46,5 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{\text{gem}} \geq 46,5 \text{ N/mm}^2$  olmalıdır. Bu değere en uygun kalite Tablo 5.20'den 12.9 kalite civata olarak görülebilmektedir. M10 ve 12.9 kalitesi için  $\sigma_{\text{gem}} = \pm 60 \text{ N/mm}^2$  dir.



**Şekil 5.155:** Yatay kardan mili mafsallı istavrozuna uygulanan kuvvetler.

$$M_d + M_{e \max} = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

$$438 + 188,9145 = F_t \cdot 0,04$$

$$F_t = 15672,9 \text{ N}$$

$$F_{1 \text{ istvrz}} = \frac{F_t}{4} = \frac{15672,9}{4} = 3918,2 \text{ N}$$

$$A_{\text{istvrz}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot (22)^2}{4} = 380,13 \text{ mm}^2$$

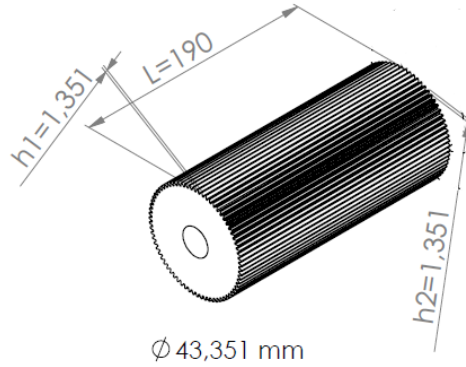
Malzeme St37 veya St50 seçilebilir.

$$\tau_k = \frac{F_{1 \text{ istvrz}}}{A_{\text{istvrz}}} = \frac{3918,2}{380,13} = 10,31 \text{ N/mm}^2$$

Tablo 5.21'den Tam değişken yük durumu için  $\tau_k$  gerilmesi bütün malzemeler için  $30\text{N/mm}^2$  dir.

$$\tau_{TD} \geq 10,31 \text{ N/mm}^2 \text{ olmalıdır. } \tau_{TD} = 30 \text{ N/mm}^2$$

Kama Kontrolü:



**Şekil 5.156:** Dişli üzerinde bulunan kamaların bir adedinin ölçülerinin gösterimi.

$$h_1 = 1,351 \text{ mm} \quad h = t_1 + t_2 = 1,351 + 1,351 = 2,702 \text{ mm}$$

$$h_2 = 1,351 \text{ mm}$$

$$h_1 = t_1$$

$$h_2 = t_2$$

$$M_d = F_t \cdot \frac{d}{2}$$

$$438000 = F_t \cdot 21,6755$$

$$F_t = 20207,2 \text{ N}$$

Her bir kamaya düşen kuvvet 72 adet kama olduğu için 72'ye bölünür.

$$F_{\zeta} = \frac{F_t}{72} = \frac{20207,2}{72} = 280,66 \text{ N}$$

Kama ve göbek arasında oluşan yüzey basıncı:

$$l_t = \frac{2 \cdot M_d}{d \cdot (h - t_1) \cdot p_{em}} = \frac{2 \cdot 438000}{43,351 \cdot (2,702 - 1,351) \cdot 80}$$

$$l_t = 186,96 \text{ mm} \cong 190 \text{ mm}$$

$$p_{\text{yüzey}} = \frac{F_{\zeta}}{(h - t_1) \cdot l_t} = \frac{280,66}{(2,702 - 1,351) \cdot 190}$$

$$p_{\text{yüzey}} = 1,09 \text{ N/mm}^2$$



$$p_{em} \geq p_{yüzey}$$

$$p_{em} = 80 \text{ N/mm}^2 \text{ bak Tablo 5.22}$$

Kama her ne kadar kesmeye de zorlanıyorsa genelde yüzey basıncı dikkate alınarak boyutlandırılır.

$$\tau = \frac{F_{\zeta}}{b.l_t} = \frac{280,66}{0,99.190} = 1,5 \text{ N/mm}^2$$

### 5.2.3.18.2 Yatay Kardan Mili Radyal Kaymalı Yatak Hesabı

Alt hareketli blok kam mili için yapılan eskizden ve mukavemet hesaplarına göre tam kaygan yatak için şu değerler saptanmıştır.

Yataktaki radyal kuvvet;

$$F_y = 7 \text{ kN}$$

Yatağın çapı;

$$d_y = 70 \text{ mm}$$

Milin devir sayısı;

$$n_{\text{eksantrik}} = 120 \text{ d/d}$$

Yağlama deliği çapı, kuvvet yönüne göre 90°'de;

$$d_0 = 4 \text{ mm}$$

Yatak malzemesi;

SnSb12Cu6Pb (2.3790) bak Tablo 5.2;

$$P_{YEM} = 10,2 \text{ N/mm}^2$$

Yatağın yüzey kalitesi bak Tablo 5.3;

$$R_{ZY} = 0,001 \text{ mm}$$

Yatağın ısıl genişleme katsayısı, bak Tablo 5.2;

$$\alpha_{mLY} = 22,7 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$$

Mil malzemesi St 50 çelik;

Milin yüzey kalitesi, bak Tablo 5.2;

$$R_{zM} = 0,004 \text{ mm}$$

Milin ısıl genişleme katsayısı, bak Tablo 5.2;

$$\alpha_{mLM} = 11 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$$

Isı ileten yatak alanı, konstrüksiyondan hesaplanır.

$$A_G = 0,4 \text{ m}^2$$

Isı iletim katsayısı;

$$\alpha_{iL} = 20 \text{ W/m}^2$$

Çevre ısısı;

$$\vartheta_{\zeta} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Yağın giriş ısısı;

$$\vartheta_{Gi} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Yağın yatakta ısınması;

$$\Delta\vartheta_0 = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Yağın çıkış ısısı;

$$\vartheta_{0\zeta 1} = \vartheta_{Gi} + \Delta\vartheta_0 = 30 + 20 = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{0\zeta 1} = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

(Yağın çıkış ısısı tahmin edilir ve sonra nihai sonuçta düzeltilir. Bulunan sıcaklık emniyetli yağ sıcaklığının altında ise herhangi bir problem oluşturmaz.)

Yağın ortalama ısısı  $\vartheta_{0or} = 0,5(\vartheta_{Gi} + \vartheta_{0\zeta 1}) = 0,5(30 + 50) = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\vartheta_{0or} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Yağ,

ISO VG 68 DIN 51 519

$$VG = 68$$

Yağın  $\vartheta_{0or}$  için viskozitesi bak Tablo A.1

$$\eta_{40} = 60 \times 10^{-9} \text{ Ns/mm}^2$$

Yağlama basıncı fonksiyona göre seçilir.

$$p_{Yağ} = 0,3 \text{ N/mm}^2$$

Hesaplar:

Yatakta çevre hızı:

$$V_C = \pi \cdot d_Y \cdot n_m = \pi \cdot 0,07 \cdot 2 = 0,44 \text{ m/s}$$

$$V_C = 0,44 \text{ m/s}$$

Yatağın boyu:

$$b_y = 0,95 \cdot d_y = 0,95 \cdot 70 = 66,5 \text{ mm}$$

$$b_y = 66,5 \text{ mm}$$

Yataktaki ortalama basınç:

$$p_Y = \frac{F_Y}{b_Y \cdot d_Y} < p_{EM}$$

$$p_Y = \frac{7000}{66,5 \cdot 70} = 1,5 \text{ N/mm}^2$$

$$p_Y = 1,5 \text{ N/mm}^2 < p_{YEM} = 10,2 \text{ N/mm}^2$$

Göreceli yatak boşluğu:

$$\Psi_{iM} = \Psi_{iS} = 0,8 \cdot \sqrt[4]{V_C} \cdot 10^{-3}$$

$$\Psi_{iM} = \Psi_{iS} = 0,8 \cdot \sqrt[4]{0,44} \cdot 10^{-3}$$

$$\Psi_{iM} = 0,000652$$

$$\Psi_{iM} = 0,652 \times 10^{-3}$$

İşletmedeki yatak boşluğu:

$$S_{iS} = \Psi_{iS} \cdot d_Y = 0,652 \times 10^{-3} \cdot 70 = 0,046 \text{ mm}$$

$$S_{iS} = 0,046 \text{ mm}$$

Milin anma çapı:

$$d_M = d_Y - S_{iS} = 70 - 0,046 = 69,954 \text{ mm}$$

$$d_M = 69,954 \text{ mm}$$

Yatak ve milin toleransları; bak Tablo A.2

İmalatın yapılabileceği hassaslık

Yatak

H7

IT7 = 0,030 mm

Mil

h6

IT6 = 0,019 mm

Yatak ve milin anma ölçüleri:

$$d_Y = 70 \text{ mm}$$

$$A_{\dot{u}_Y} = 0,030 \text{ mm}$$

$$A_{a_Y} = 0 \text{ mm}$$

$$d_M = 69,954 \text{ mm}$$

$$A_{\dot{u}_M} = 0 \text{ mm}$$

$$A_{a_M} = -0,019 \text{ mm}$$

$$d_{Y \max} = d_Y + A_{\dot{u}_Y} = 70 + 0,030 = 70,030 \text{ mm}$$

$$d_{Y \max} = 70,030 \text{ mm}$$

$$d_{Y \min} = d_Y + A_{a_Y} = 70 + 0 = 70 \text{ mm}$$

$$d_{Y \min} = 70 \text{ mm}$$

$$d_{M \max} = d_M + A_{\dot{u}_M} = 69,954 + 0 = 69,954 \text{ mm}$$

$$d_{M \max} = 69,954 \text{ mm}$$

$$d_{M \min} = d_M + A_{a_M} = 69,954 + (-0,019) = 69,935 \text{ mm}$$

$$d_{M \min} = 69,935 \text{ mm}$$

Yatağın imalattaki boşlukları:

$$S_{IM \max} = d_{Y \max} - d_{M \min} = 70,030 - 69,935 = 0,095 \text{ mm}$$

$$S_{IM \max} = 0,095 \text{ mm}$$

$$S_{IM \min} = d_{Y \min} - d_{M \max} = 70 - 69,954 = 0,046 \text{ mm}$$

$$S_{IM \min} = 0,046 \text{ mm}$$

Yatağın işletmedeki boşluk farkı:

$$\Delta S_{i\dot{s} \max} = (d_{Y \max} \cdot \alpha_Y - d_{M \min} \cdot \alpha_M) \cdot (\vartheta_{0or} - \vartheta_C)$$

$$\Delta S_{i\dot{s} \max} = (70,030 \cdot 22,7 \times 10^{-6} - 69,935 \cdot 11 \times 10^{-6}) \cdot (40 - 20)$$

$$\Delta S_{i\dot{s} \max} = 0,0164 \text{ mm}$$

$$\Delta S_{i\dot{s} \min} = (d_{Y \min} \cdot \alpha_Y - d_{M \max} \cdot \alpha_M) \cdot (\vartheta_{0or} - \vartheta_C)$$

$$\Delta S_{i\dot{s} \min} = (70 \cdot 22,7 \times 10^{-6} - 69,954 \cdot 11 \times 10^{-6}) \cdot (40 - 20)$$

$$\Delta S_{i\dot{s} \min} = 0,0164 \text{ mm}$$

Yatağın imalattaki göreceli boşluğu:

$$\Psi_{IM} = \frac{S_{IM \max} + S_{IM \min}}{2 \cdot d_Y} = \frac{0,095 + 0,046}{2 \cdot 70} = 1,007 \times 10^{-3}$$

$$\Psi_{IM} = 1,007 \times 10^{-3}$$

Yatağın işletmedeki boşlukları:

$$S_{i\dot{s} \max} = S_{IM \max} + \Delta S_{i\dot{s} \max} = 0,095 + 0,0164 = 0,1114 \text{ mm}$$

$$S_{i\dot{s} \max} = 0,1114 \text{ mm}$$

$$S_{i\dot{s} \min} = S_{IM \min} + \Delta S_{i\dot{s} \min} = 0,046 + 0,0164 = 0,0624 \text{ mm}$$

$$S_{i\dot{s} \min} = 0,0624 \text{ mm}$$

Yatağın işletmedeki göreceli boşluğu:

$$\Psi_{i\dot{s}} = \frac{S_{i\dot{s} \max} + S_{i\dot{s} \min}}{2 \cdot d_Y} = \frac{0,1114 + 0,0624}{2 \cdot 70} = 1,2414 \times 10^{-3}$$

$$\Psi_{i\dot{s}} = 1,2414 \times 10^{-3}$$

Etkin açısal hız  $\omega_{etk}$ :

$$\omega_{etk} = 2 \cdot \pi \cdot n_m = 2 \cdot \pi \cdot \frac{120}{60} = 12,57 \text{ s}^{-1}$$

$$\omega_{etk} = 12,57 \text{ s}^{-1}$$

Sommerfeld sayısı:

$$S_0 = \frac{p_Y \cdot \Psi_{i\dot{s}}^2}{\eta_{etk} \cdot \omega_{etk}} = \frac{1,5 \times 10^6 \cdot (1,2414 \times 10^{-3})^2}{0,06 \cdot 12,57} = 3,065$$

$$S_0 = 3,065$$

$$\text{Öneri } 1 < S_0 < 10$$

Göreceli eksantriklik:

$$\varepsilon = 0,786$$

$$k_1 = \frac{b_Y}{d_Y} = \frac{66,5}{70} = 0,95$$

$$k_1 = 0,95$$

Öneri  $0,6 < \varepsilon < 0,95$

$$S_0 = k_1^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1 - \varepsilon^2) + 16\varepsilon^2} \cdot \frac{a_1(\varepsilon - 1)}{a_2 + \varepsilon}$$

$$a_1 = 1,1642 - 1,9456 \cdot k_1 + 7,1161 \cdot k_1^2 - 10,1073 \cdot k_1^3 + 5,0141 \cdot k_1^4$$

$$a_1 = 1,1642 - 1,9456 \cdot (0,95) + 7,1161 \cdot (0,95)^2 - 10,1073 \cdot (0,95)^3 + 5,0141 \cdot (0,95)^4$$

$$a_1 = 1,156$$

$$a_2 = -1,000026 - 0,023634 \cdot k_1 - 0,4215 \cdot k_1^2 - 0,038817 \cdot k_1^3 - 0,090551 \cdot k_1^4$$

$$a_2 = -1,000026 - 0,023634 \cdot (0,95) - 0,4215 \cdot (0,95)^2 - 0,038817 \cdot (0,95)^3 - 0,090551 \cdot (0,95)^4$$

$$a_2 = -1,51$$

$$3,065 = (0,95)^2 \cdot \frac{\varepsilon}{2 \cdot (1 - \varepsilon^2)^2} \cdot \sqrt{\pi^2 \cdot (1 - \varepsilon^2) + 16 \cdot \varepsilon^2} \cdot \frac{1,156 \cdot (\varepsilon - 1)}{-1,51 + \varepsilon}$$

$$\varepsilon = 0,786$$

Milin kayma açısı:

$$\beta_{\text{mil}} = \arctan\left(\frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\varepsilon}\right)$$

$$\beta_{\text{mil}} = 38,187^\circ$$

$$\beta_{\text{mil}} = 38,187^\circ$$

Sürtünme sayısı:

$$\mu = \Psi_{\text{İŞ}} \cdot \left( \frac{\pi}{S_0 \cdot \sqrt{1 - \varepsilon^2}} + \frac{\varepsilon}{2} \cdot \sin \beta_{\text{mil}} \right)$$

$$\mu = 1,2414 \times 10^{-3} \left( \frac{\pi}{3,065 \cdot \sqrt{1 - (0,786)^2}} + \frac{0,786}{2} \cdot \sin 38,187 \right) = 2,360 \times 10^{-3} \quad \mu = 2,360 \times 10^{-3}$$

Sürtünme kayıp gücü:

$$P_{\text{sür}} = \mu \cdot F_Y \cdot V_C = 2,360 \times 10^{-3} \cdot (7000) \cdot 0,44 = 7 \text{ W}$$

$$P_{\text{sür}} = 7 \text{ W}$$

Göreceli yağ miktarı:

$$V_{Y \text{ gör}} = 0,25 \cdot \varepsilon \cdot \left[ \frac{b_Y}{d_Y} - 0,223 \cdot \left( \frac{b_Y}{d_Y} \right)^3 \right]$$

$$V_{Y \text{ gör}} = 0,25 \cdot 0,786 \cdot \left[ \frac{66,5}{70} - 0,223 \cdot \left( \frac{66,5}{70} \right)^3 \right] = 0,149$$

$$V_{Y \text{ gör}} = 0,149$$

Gerekli yağ miktarı:

$$V_{YGER} = V_{Yg\ddot{o}r} \cdot d_Y^3 \cdot \Psi_{i\ddot{s}} \cdot \omega_{etk}$$

$$V_{YGER} = 0,149 \cdot (70)^3 \cdot 1,2414 \times 10^{-3} \cdot 12,57 = 797,5 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$V_{YGER} = 797,5 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Göreceli basınçlı yağ miktarı; bak Tablo A.3

$$V_{Bg\ddot{o}r} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln(b_Y/d_Y) \cdot q_Y}$$

Yağlama deliği kuvvet yönüne göre 90° 'de

$$q_Y = 1,204 + 0,368 \cdot (d_0/b_Y) - 1,046 \cdot (d_0/b_Y)^2 + 1,942 \cdot (d_0/b_Y)^3$$

$$q_Y = 1,204 + 0,368 \cdot (4/66,5) - 1,046 \cdot (4/66,5)^2 + 1,942 \cdot (4/66,5)^3$$

$$q_Y = 1,223$$

$$V_{Bg\ddot{o}r} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln(66,5/4) \cdot 1,223} = 0,019$$

$$V_{Bg\ddot{o}r} = 0,019$$

Basınçlı yağ miktarı:

$$V_{YBas} = \frac{V_{Bg\ddot{o}r} \cdot d_Y^3 \cdot \Psi_{i\ddot{s}}}{\eta_{etk}} \cdot p_{BY} = \frac{0,019 \cdot (70)^3 \cdot (1,2414 \cdot 10^{-3})^3}{60 \cdot 10^{-9}} \cdot 0,3 = 62,338 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$V_{YBas} = 62,338 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Toplam yağ miktarı:

$$V_{ya\ddot{g}} = V_{YGER} + V_{YBas} = 797,5 + 62,338 = 859,838 \text{ mm}^3/\text{s}$$

$$V_{ya\ddot{g}} = 859,838 \text{ mm}^3/\text{s}$$

Yağın çıkış ısısı:

$$\rho \cdot c = 1,8 \times 10^6 \text{ J}/(\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\vartheta_{1\dot{C}1} = \vartheta_{Gi} + \frac{P_{sür}}{V_{ya\ddot{g}} \cdot \rho \cdot c} = 30 + \frac{7 \cdot 10^3}{859,838 \cdot 1,8} = 34,52^\circ\text{C}$$

$$\vartheta_{1\dot{C}1} = 34,52^\circ\text{C}$$

Sonuç:

Yataktaki ortalama basınç:

$$P_Y = \frac{F_Y}{b_Y \cdot d_Y} < p_{EM}$$

$$P_Y = 1,5 \text{ N}/\text{mm}^2 < p_{YEM} = 10,2 \text{ N}/\text{mm}^2$$

Sommerfeld sayısı:  $S_0 = 3,065$

Öneri:  $1 < S_0 < 10$

Göreceli Eksantriklik  $\varepsilon = 0,786$

Öneri  $0,6 < \varepsilon < 0,95$

Yağın ısınması bak Tablo 5.4

$$\vartheta_{1\dot{C}1} = 34,52^\circ\text{C} < \vartheta_{YEM} = 100^\circ\text{C}$$

En küçük yatak mil boşluğu:

$$h_0 = 0,5 \cdot d_Y \cdot \Psi_{i\dot{s}} \cdot (1 - \varepsilon) \geq h_{0EM}$$

$$h_0 = 0,5 \cdot (70) \cdot 1,2414 \times 10^{-3} \cdot (1 - 0,786)$$

$$h_0 = 0,0093 \text{ mm}$$

$h_{0EM}$  bak Tablo 5.3

$$h_0 = 0,0093 \text{ mm} > h_{0EM} = 0,004 \text{ mm}$$

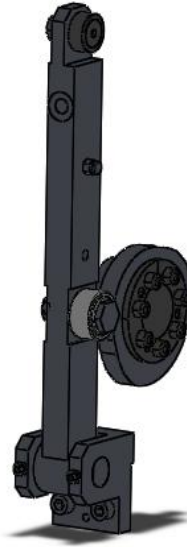
$$h_{0EM} = 0,004 \text{ mm}$$

Böylece yatağın konstrüksiyonu yapıp işletmeye alınır.

### 5.2.3.19 Hammadde Besleme Kamları

#### 5.2.3.19.1 Gömlek Yüksüğü Besleme Kamı

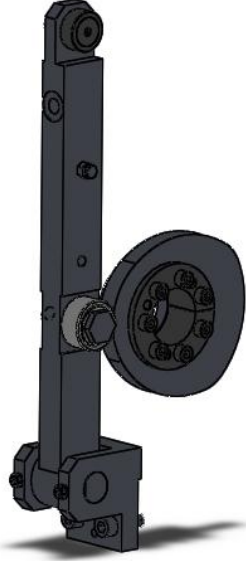
Besleme kam mili üzerinde yer alan hareket diyagramına uygun şekilde tasarlanan gömlek yüksüğü besleme kamı, besleme kam milinin dönmesi vasıtasıyla besleme koluna ileri geri hareketi verilir. Bu şekilde gömlek yüksüğü adı verilen hammadde üretimin başladığı ilk istasyona aktarılır.



Şekil 5.157: Gömlek yüksüğü besleme kamı ve besleme kolu.

#### 5.2.3.19.2 İç Kurşun Besleme Kamı

Besleme kam mili üzerinde yer alan hareket diyagramına uygun şekilde tasarlanan iç kurşun besleme kamı, besleme kam milinin dönmesi vasıtasıyla besleme koluna ileri geri hareketi verilir. Bu şekilde iç kurşun adı verilen yarı mamul üretim istasyonuna aktarılarak form verilmiş çekirdek gömlek yüksüğü içerisinde yerini alır.

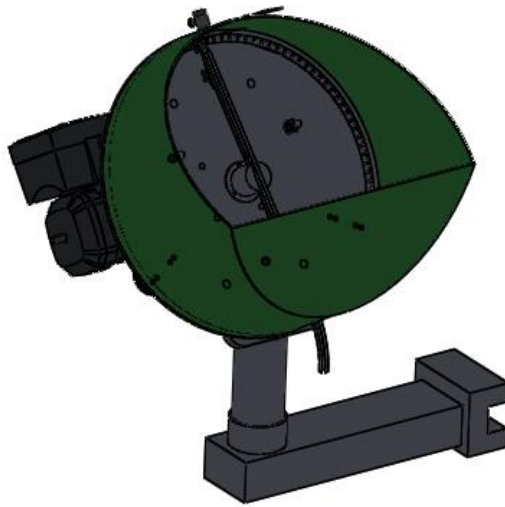


**Şekil 5.158:** İç kurşun besleme kamı ve besleme kolu.

### 5.2.3.20 Besleyiciler

#### 5.2.3.20.1 Gömlek Yüksüğü Besleyici

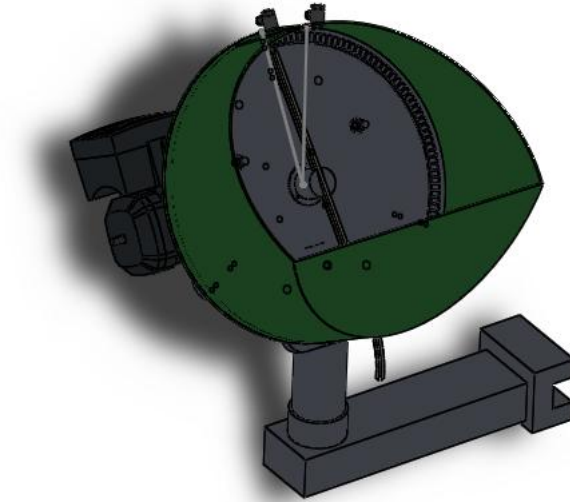
Gömlek yüksüğü besleyicisinin dönmesiyle birlikte ağırlık merkezi alt kısımda bulunan gömlek yüksükleri besleyicinin tablası üzerinde açılmış olan yuvalara oturur. Besleyicinin tablası üzerindeki yuvalara oturmuş olan gömlek yüksüğü, besleyicinin tablasının dönmesiyle birlikte üst kısımda yer alan besleme borusuna aktarılarak üretime girmek üzere ilk istasyona gönderilir [63].



**Şekil 5.159:** Gömlek yüksüğü besleyici.

### 5.2.3.20.2 İç Kurşun Besleyici

İç kurşun besleyicisinin dönmesiyle birlikte iç kurşunlar besleyicinin tablası üzerinde açılmış olan yuvalara oturur. Besleyicinin tablası üzerindeki yuvalara oturmuş olan iç kurşunlar, besleyicinin tablasının dönmesiyle birlikte üst kısımda yer alan besleme borusuna ağırlık merkezinden yararlanılarak aktarılır ve pirinç malzemedeki yapılmış bir boru vasıtasıyla üretime gönderilir [63].



Şekil 5.160: İç kurşun besleyici.

### 5.3 Kalıp ve Zımba Tasarımları

Bu kısımda tasarımı gerçekleştirilmiş olan presde üretilecek olan 9x19 mermi çekirdeklerine istenilen formun verilmesi esnasında uygulanan işlemlerden, form verilmesini sağlayan kalıp ve zımba tasarımlarından, mermi çekirdeklerinin üretiminde kullanılan hammaddelerin yapısı ve malzeme özelliklerinden ayrıca imalat da kullanılan plastik şekil verme yöntemleri ve bu yöntemlere etki eden faktörlerden bahsedilecektir.

Bu tez kapsamında sadece 9x19 mermi çekirdeklerinin üretimi ile ilgili bilgi verilecektir. Ancak tasarımı gerçekleştirilen pres üzerinde değişiklikler yapılarak diğer kalibrelere ait mermi çekirdeklerinin üretimi gerçekleştirilebilmektedir. Ayrıca bu kısımda kalıp ve zımbalar ile ilgili verilecek olan bilgiler stratejik önem arz ettiği için sınırlı olacaktır.



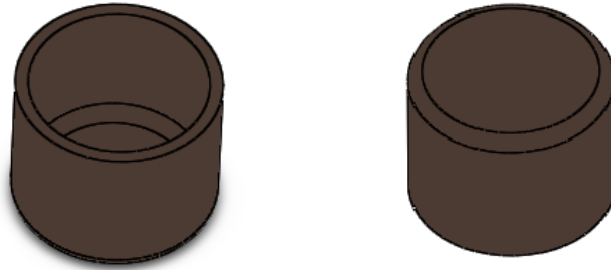
### 5.3.1 Mermi Çekirdeği Üretiminde İşlem Sırası

Mermi çekirdeğinin üretiminde kullanılan hammadde Ms70 ve Ms90 gömlek yüksüğü olarak adlandırılmaktadır. Ms70 ve Ms90 gömlek yüksüklerinin her ikisi de 9x19 mermi çekirdeği üretiminde kullanılmaktadır. Ms90 gömlek yüksüğünün bakır oranı Ms70 gömlek yüksüğüne göre daha fazladır. Ancak iki gömlek yüksüğü arasında kullanım ve üretim açısından bakıldığında herhangi bir fark yoktur.



Şekil 5.161: Gömlek yüksükleri [103].

Gömlek yüksükleri bant şeklinde girdikleri çift etkili preslerde derin çekme ve kesme işlemleri uygulanarak elde edilmektedir. Yıkama ve fırınlama işlemlerinden de geçtikten sonra tasarımını gerçekleştirdiğimiz presde kullanılmak üzere hazır hale gelmektedir.



Şekil 5.162: Gömlek yüksüğünün katı modelleri.



**Şekil 5.163:** 9x19 Mermi çekirdeği üretiminin işlem sırası.

Yukarıda yüzeysel olarak anlatılan işlemlerden geçen gömlek yüksüğü besleyiciler vasıtasıyla ilk istasyona gönderilir. Besleyiciler arkadaki ilgili kam tarafından kontrol edilmektedir.

İlk istasyonda derin çekme işlemi yapılmaktadır. Derin çekme işlemi kalıp ve zımba arasında sıkıştırılan ürüne kuvvet uygulanmasından ibarettir. Kalıp ve zımba arasında sıkıştırılan gömlek yüksüğünün boyu uzatılır. Ancak gömlek yüksüğünün çapı ve duvar kalınlığı azaltılır.

İkinci istasyonda derin çekme işleminin etkisiyle boyu uzamış, çapı ve duvar kalınlığı azalmış hammaddenin uç kısmına kademeli olarak karakteristik 9x19 mermi çekirdeği burnunun şekli verilir.

Üçüncü istasyonda ceket üzerinde önceden belirlenmiş fazlalık olan kısım pim ile kalıp arasına sıkıştırılarak kopartılır. Bu şekilde mermi çekirdeği ceketinin boyu kıvrıma payıda hesap edilerek belirlenmiş olur.

Dördüncü istasyonda iç kurşun yatay presinde form verilmiş olan iç kurşun yarı mamulü mermi çekirdeği ceketinin içine baskı uygulanarak yerleştirilir.

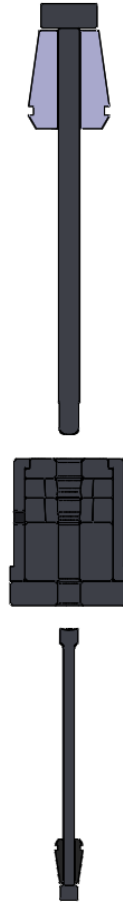
Beşinci istasyonda mermi çekirdeğinin ceket kısmı kıvrılarak ceket içerisine yerleştirilen iç kurşunun çıkması engellenir.

Altıncı istasyonda ceket kısmı kıvrılan mermi çekirdeğinin atış anında kıvrılan kısımdan açılarak dengesinin bozulmasını engellemek amacıyla mühürleme işlemi yapılır.

Son istasyonda ise mermi çekirdeği çapının son ölçüsü belirlenerek ürün çıkarılır.

### 5.3.2 Birinci İstasyon

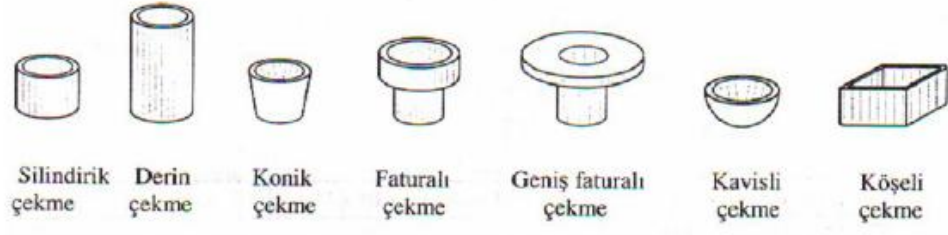
Birinci istasyonda daha önce derin çekme işlemine uğrayarak sac levhadan kap haline gelmiş olan gömlek yüksüğü adı verilen hammadde üst zımba ve çekme kalıpları arasında sıkıştırılarak boyu uzatılır. Birinci istasyon kılavuz kalıbı, çekme kalıpları, destek kalıbı, çekme (sıvama) zımbası ve çıkarıcı zımbadan oluşmaktadır.



Şekil 5.164: Birinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları.

#### 5.3.2.1 Derin Çekme

Genellikle sac, levha ve içi boş dikişsiz kap şeklindeki metallere uygulanan bu yöntemlerde malzeme çekme veya basma gerilmeleri altında şekillendirilmektedir [60].



**Şekil 5.165:** Çekme ile elde edilen iş parçalarına ait örnekler [60].

Derin çekme yöntemi ile karmaşık geometriye sahip konik ve silindirik, bir tarafı kapalı, içi boş kap şeklindeki parçalar üretmek veya kap şeklindeki parçaların boyunu uzatarak çapını düşürmek mümkündür. Kullanılacak kılavuz kalıp sayesinde hammaddenin düzgün bir şekilde çekme kalıpları ve zımba arasında sıkışması ve meydana gelecek olası kırışıklıklar önlenir.



**Şekil 5.166:** Çekme esnasında meydana gelen gerilmeler [60].

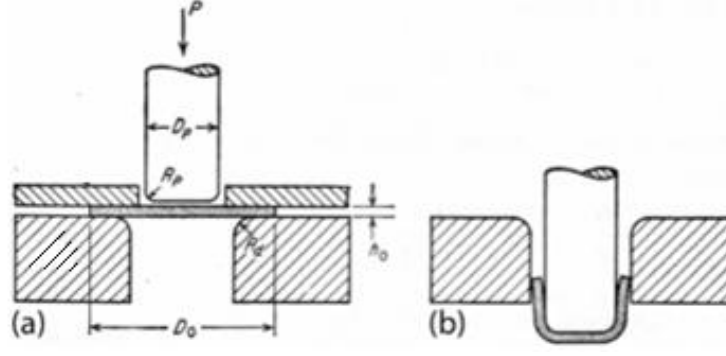
Çekme kalıpları işlemin uygulanacağı parçanın şekline göre silindirik çekme kalıpları, kare veya dikdörtgen çekme kalıpları olarak sınıflandırılabilir. Çekme kalıpları çekme sayısına göre ikiye ayrılır [60].

Sığ çekme; sadece bir tek çekme işlemiyle parça imalatının gerçekleştiği kalıplardır [60].

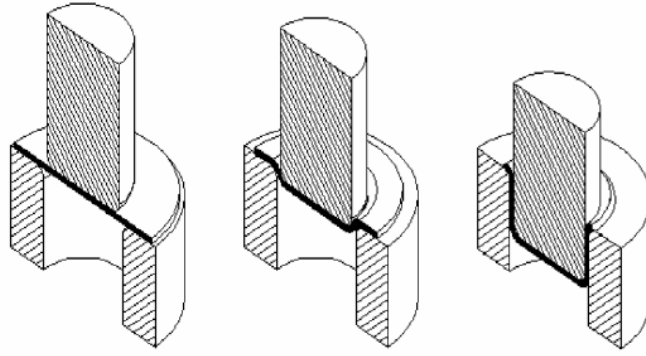
Derin çekme; birden çok çekme işlemiyle parça imalatının gerçekleştiği kalıplardır. Derin çekmenin yapılış sebebi bir tek çekme işlemi ile istenen parçanın elde edilememesidir. Derin çekmeyi parçanın derinliğini arttırmak ve parçanın çap ve duvar kalınlığını azaltmak amacıyla yapılan tekrar çekme işlemi olarak da adlandırabiliriz [60].

### 5.3.2.2 Gömlek Yüksüğü Ham Maddesi Çekme Aşamaları

Kalıp şeklinin belirlenmesinde çekme aşamaları ve çekmede meydana gelecek olayların bilinmesi gerekmektedir. İlk olarak derin çekme gerektiren parçanın kaç kademe elde edilebileceğinin öngörülebilmesi gerekmektedir.

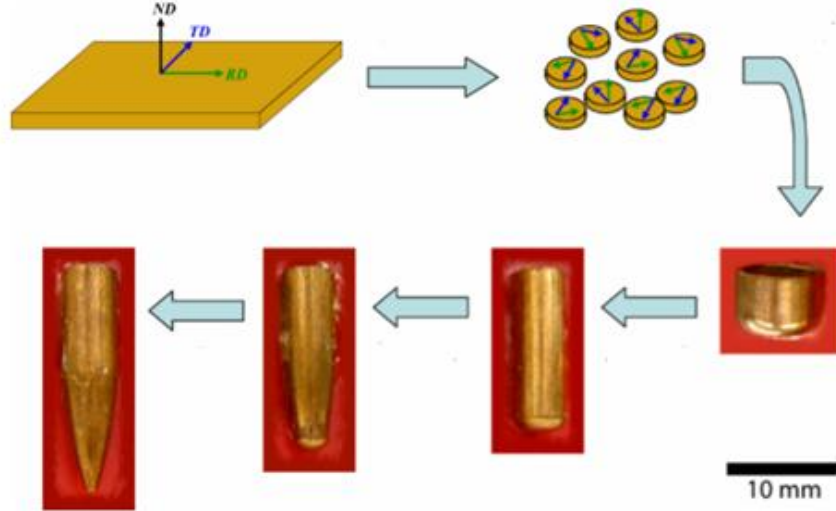


**Şekil 5.167:** Sac malzemenin derin çekme işleminden önceki ve derin çekme işleminden sonraki hali [58].



**Şekil 5.168:** Derin çekmenin işlem adımları [59].

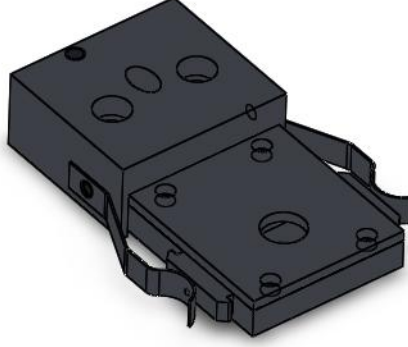
Bunun için ilk olarak yuvarlak sac malzemenin elde edilmesi gerekir. Sonrasında yuvarlak sac malzeme kalıp içindeki yuvasına yerleştirilir. Sac malzeme zımba, kalıba baskı yapana kadar herhangi bir değişime uğramaz. Zımba, kalıpta ilerlemeye başladığı anda zımba ucu kavis yarıçapına bağlı olarak sac eğilmeye başlar. Zımbanın girişinin devamında çekilen parçanın yan duvarlarında bir düzelme gerçekleşirken sac malzemenin çapında bir azalma meydana gelir. Sac malzemenin dış çevresinde çekme esnasında bir basma gerilmesi oluşurken çekilen kabın ağzına yakın flanş bölgesinde ise malzeme yığılması nedeniyle buruşma meydana gelir. Çekilen malzeme incelendiğinde taban kalınlığında herhangi bir değişiklik olmazken yan duvarlarda %20-25 incelme, ağız kısmında ise %15-20 oranında kalınlaşma gözlenir. Parça aşırı çekmeye zorlandığında tabana yakın yan duvarlarda yırtılma meydana gelir. Bu süreçte sac malzemenin gömlek yüksüğü hammaddesi elde edilir [60].



**Şekil 5.169:** Mermi çekirdeği gömleğinin derin çekme aşamaları [58].

Sac malzemedan derin çekme işlemine uğrayacak olan ham maddenin elde edilmesiyle birlikte elde edilen parça kılavuz kalıp üzerine yerleştirilir. Ham madde, zımba çekme kalıbına baskı yapmaya başladığı anda değişime uğramaya başlar. Zımba çekme kalıbında ilerlemeye başladığı anda zımba ucu kavis yarıçapına uygun olarak ham maddenin taban kısmı eğilmeye başlar. Ayrıca hammadde zımbanın üzerine sıvanmaya başlar. Zımbanın girişinin devamında çekilen parçanın yan duvarlarında bir düzelme ve malzemenin çapında bir azalma gerçekleşir. Çekilen malzeme incelendiğinde taban kalınlığında herhangi bir değişiklik gözlenmezken tabana yakın yan duvarlarda %25 incelme, ağız kısmında ise %15 oranında kalınlaşma gözlenir [60]. Parça aşırı çekmeye zorlanırsa tabana yakın yan duvarlarda yırtılma meydana gelir. Aşırı çekmeye zorlanan parçada bu aşamada yırtılma meydana gelmezse bir sonraki istasyonda çekirdeğin karakteristik burun yapısı elde edilirken yırtılma meydana gelme olasılığı yüksektir. Gömlek yüksüğü hammaddesinin 2 aşamada derin çekme işlemine uğramasıyla birlikte çekirdek ceketinin elde edilmesinde önemli bir aşama gerçekleşmiş olur.

Çekirdek ceketinin derin çekmesinde çekme işlemine uğrayacak malzeme ve zımba zeytinyağı ile keçeler vasıtasıyla yağlanmaktadır. Gömlek yüksüğü hammaddesinin derin çekmesi geleneksel derin çekme yöntemlerinden biraz farklıdır. Pot çemberi gibi yardımcı elemanlar yerine özel olarak tasarlanmış yardımcı elemanlar, sıyırıcılar ve yağlayıcılar kullanılmaktadır.



**Şekil 5.170:** Derin çekme işleminde kullanılan yardımcı elemanlar.

Derin çekme işlemi, talaşlı imalat ile karşılaştırıldığında malzeme kaybının çok düşük olması ve ek bir işleme ihtiyaç duyulmadan son ürünü elde etme avantajı ile birlikte bir takım dezavantajlara da sahiptir. Nihai ürün kalitesine doğrudan etki eden çok fazla sayıda işlem parametrelerinin bulunması derin çekme işlemini karmaşık hale getiren dezavantajlardan biridir. İşlem parametreleri; zımba hızı, çekme derinliği, model geometrisi, taslak malzemenin türü ve geometrisi, çekme boşluğu ve yağlama olarak sıralanabilir [59].

### 5.3.2.3 Zımba Hızı

Derin çekme işlemi diğer sac metal şekillendirme işlemlerinden farklı bir şekilde zımba hızından etkilenmektedir. Derin çekme işleminde zımba, çekilecek malzemenin çekme kalıbı boşluğuna doğru akmasını sağlamaktadır. Malzemenin kalıp boşluğuna ilerleme hızı ise zımba hızı tarafından belirlenir. Çekme hızı, çekilen kabın düzgünlüğünü ve fiziksel özelliklerini büyük ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle çekme hızı büyük önem taşır. Malzemenin türüne, kalınlığına, zımbanın vuruş sayısına, kalıbın yağlanmasına ve çekme halkası ile çekme zımbası ucu kavis yarıçaplarına göre uygulanması gereken zımba hızı farklılık göstermektedir [59].

Bizim tasarımıımızda çekme işlemi uygulanacak pirinç ve bakır malzemelerin zımba hızları aşağıdaki tabloda verilmiştir.

**Tablo 5.23:** Bakır ve pirinç malzemelerin derin çekmede zımba hızları [59].

Malzeme	Tek-Eylemli Çekme m/sn	Çift-Eylemli Çekme m/sn
Bakır	0,75	0,45
Pirinç	0,9	0,50

Zımba hızı aşağıdaki formül yardımı ile bulunabilir.

$$\text{Speed}_{\text{DR}} = 2.L_{\text{ST}}(\text{PS}/\text{min})$$

$L_{\text{ST}}$  = Zımba vuruşunun yüksekliği (mm)

PS/min = Dakikadaki zımba vuruş sayısı (adet/dk)

#### 5.3.2.4 Çekme Derinliği

Çekme derinliği, zımbanın kalıp içerisindeki ilerleme miktarıdır. Malzemenin kalıp içerisinde ulaştığı son nokta ile zımbanın parçaya temas ettiği noktalar arasındaki uzaklıktır. Çekme derinliği miktarı parçanın duvar kalınlığına ve ilk çapına bağlıdır [59].

Çekme derinliği aşağıdaki denklemler yardımı ile hesaplanır.

$$h = \frac{D^2 - d^2}{4.d}$$

Burada;

$h_{\text{par}}$  = Parçanın çekme derinliği (mm)

$D_{\text{par}}$  = Taslak parçasının çapı (mm)

$d_{\text{par}}$  = Çekme sonucu oluşan parçanın ortalama çapı (mm)

Eğer taslak parça birden fazla çekme işlemine maruz kalıyorsa her bir ayrı işlem için çekme derinliği hesaplanır.

$$h_{\text{par } n} = \frac{t(D^2 - d_n^2)}{4.d_n.t_n}$$

Burada;

$h_{\text{par } n}$  = n defa çekilen parçanın çekme derinliği (mm)

$t_{\text{par}}$  = Taslak parçasının kalınlığı (mm)

$D_{\text{par}}$  = Taslak parçasının çapı (mm)

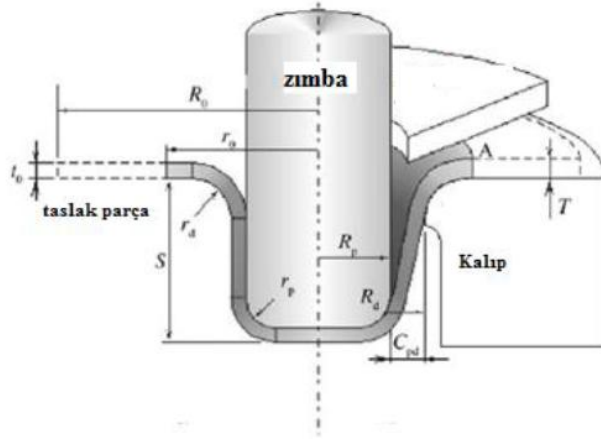
$d_{n \text{ par}}$  = n defa çekilen parçanın ortalama çapı (mm)

$t_{n \text{ par}}$  = n defa çekilen parçanın duvar kalınlığı



### 5.3.2.5 Model Geometrisi

Derin çekme işleminde, istenilen biçimde parça elde etmek için modelin geometrisi tasarlanırken zımbanın kalıp boşluğu, çekme radyusleri gibi faktörler çekme işlemine uğrayacak olan parçanın kalitesini önemli ölçüde etkiler. Modelin geometrisi denildiğinde zımba, kalıp, zımba ucu ve kalıp ağzı yarıçapı dikkate alınmalıdır. Aşağıdaki şekilde zımba ucu, kalıp ağzı yarıçapı, zımba, kalıp yarıçapları değerleri, çekme boşluğu ve çekme derinliği gibi değişkenler gösterilmiştir [59].



**Şekil 5.171:** Model geometrisi gösterimi;  $r_p$  zımba ucu yarıçapı,  $r_d$  kalıp ağzı yarıçapı,  $R_p$  zımba yarıçapı,  $R_d$  kalıp boşluğu yarıçapı,  $S_{çek}$  çekme derinliği,  $C_{pd}$  çekme boşluğu [59].

Elde edilen üründe oluşabilecek hataları mümkün olduğunca azaltmak için modelin geometrisi çok iyi tasarlanmalıdır. Zımba ucunun ve kalıp ağzının yarıçapları büyüdükçe parça üzerinde kırışıklıklar oluşmaktadır. Zımba ucu ve kalıp ağzı yarıçaplarının küçülmesi durumunda ise yırtılmalar meydana gelmektedir [59].

Çekme işlemi yapılacak olan parçanın duvar kalınlığı arttıkça kalıp ağzının yarıçapıda artar. Aşağıdaki tabloda taslak parçanın çeper kalınlık değerlerine göre bazı kalıp ağzı yarıçap değerleri verilmiştir [104].

**Tablo 5.24:** Taslak parçanın kalınlık değerine göre kalıp ağzı yarıçapı değerleri [104].

Taslak Parça Kalınlığı	0,4	0,8	1,2	1,6	2	2,4	3,2
Kalıp Ağzı Yarıçapı	1,6	3,2	4,8	6,4	9,5	11	14

Kalıp ağzının yarıçap değeri için; taslak parça alüminyum, pirinç veya bakır kullanılacaksa aşağıdaki formül kullanılabilir [59].

$$R_k = 0,035[50+(D-d)]\sqrt{s}$$

Burada;

$R_k$ : Kalıp ağzı yarıçapı (mm)

Zımba ucunun yarıçap değeri, kalıp ağzının yarıçap değeriyle ilişkili olarak değişmektedir. Çok küçük zımba ucu yarıçapı değerlerinde parçada yırtılmalar meydana geleceği için büyük değerler verilmektedir. Derin çekme işleminde genellikle zımba ucu ve kalıp ağzı yarıçapları arasındaki oran aşağıdaki bağıntılar kullanılarak bulunur [104].

$$\frac{t_{par}}{D_{par}}100 > 0,6 \text{ ise } R_z = R_k$$

$$\frac{t_{par}}{D_{par}}100 = 0,6-0,3 \text{ ise } R_z = 1,5 R_k$$

$$\frac{t_{par}}{D_{par}}100 < 0,3 \text{ ise } R_z = 2 R_k$$

### 5.3.2.6 Taslak Malzemenin Türü ve Geometrisi

Derin çekme işleminde kullanılan taslak malzemenin çeşidi, duvar kalınlığı ve çapı parçanın çekilebilme yeteneğini etkileyen önemli değişkenlerdir [59].

Taslak parçanın çapına göre elde edilecek ürünün çapı hesaplanabilmektedir. Aşağıdaki denklemler kullanılarak tek, iki ve üç adımlı çekme işlemleri için elde edilen çaplar bulunabilmektedir [105].

Tek adımlı çekme işlemleri için;

$$d_1 = \frac{B_1 \times D}{100 - 0,635 \cdot D}$$

İki ve üç adımlı çekme işlemleri için;

$$d_2 = \frac{B_2 \times d_1}{100 - 0,635 \cdot d_1} \quad d_3 = \frac{B_3 \times d_2}{100 - 0,635 \cdot d_2}$$

Burada;

$d_{1 \text{ par}}$  = Tek adımlı çekmedeki ürünün ortalama çapı (mm)

$d_{2 \text{ par}}$  = İki adımlı çekmedeki ürünün ortalama çapı (mm)

$d_{3 \text{ par}}$  = Üç adımlı çekmedeki ürünün ortalama çapı (mm)

$B_1$  ve  $B_2$  = Çekilen parçanın çeper kalınlığına bağlı olan katsayı değerleri.

**Tablo 5.25:**  $B_1$  ve  $B_2$  değerleri tablosu [105].

Taslak Parça Kalınlığı mm	$B_1$	$B_2$
0,38-0,46	61	74
0,53	58	73
0,56-0,61	56	72
0,69	54	71
0,79	50	70-71
1,57-2,77	47	70
3,18-6,35	51	65

Çekme işleminde, silindirik kap biçiminde elde edilen ürünün nihai çapı taslak parçanın duvar kalınlığına ve malzeme çeşidine bağlıdır. Bir ve daha fazla adımlı çekme işlemlerinde malzeme çeşidi ve duvar kalınlığı ile ilişkili olarak parçanın çapındaki azalma oranları Tablo 5.26'da yüzde olarak verilmiştir [59].

**Tablo 5.26:** Pirinç ve bakır malzemelerinin belirtilen çeper kalınlık değerlerinde, taslak parçanın çapında meydana gelen azalma miktarı (%) [106].

	Baskı Plakalı Çekme		Baskı Plakasız Çekme
	Birinci çekmede azalma oranı, (d/D) (%)	İki ve daha fazla adımlı çekmelerde azalma oranı, (d/D) (%)	Azalma oranı, (d/D) (%)
Pirinç, Bakır Kalınlığı 2 mm den küçük	0,50	0,75	0,9-0,93
Pirinç, Bakır Kalınlığı 2 mm den büyük	0,52	0,75	0,9-0,93

### 5.3.2.7 Çekme Boşluğu

Çekme boşluğu, zımba yarıçapı ve kalıp boşluğunun yarıçapı arasındaki fark olarak tanımlanır ve  $c$  ile gösterilir ( $c = R_d - R_p$ ). Bu değer derin çekme işleminde kullanılan taslak parçanın kalınlığı ile doğru orantılıdır. Çekme boşluğunu taslak parçanın duvar kalınlığının dışında işlemin baskı plakalı ya da baskı plakasız olarak gerçekleşmesi, işlemin adım sayısı, taslak parçanın fiziksel özellikleri, prizmatik veya silindirik çekim hali vb. faktörler etkiler [59, 104].

Çekme boşluğunun uygun değerde olması çok önemlidir. Boşluğun yetersiz olması halinde, sürtünme değerleri büyür, kalıp aşırı şekilde ısınır ve taslak parça aşırı zorlanır. Taslak parçanın yüzey kısmında derin çekme hatalarından biri olan portakal kabuklanması gerçekleşir. Bu boşluk olması gereken değerden büyük tutulursa katlanma ve kırışma meydana gelir [59].

Çekme gerilmesi küçük olan taslak malzemelerde boşluk değeri artmaktadır. Çekme değeri büyük olan malzemelerde ise boşluk azalır. Tekrarlı çekme işlemlerinde ilk çekme ile sonraki çekmelerde boşluklar birbirinden farklıdır. Ölçüye getirme çekmeleri dışındaki işlemlerde ise, ek çekmelerdeki boşluklar, ilk çekmeye göre biraz daha fazla alınmaktadır. Çekme derinliği fazla olan parçalarda çekme derinliği sığ çekmeye göre daha fazla alınmaktadır [59, 104].

Çekme boşluğu için birbirinden farklı eşitlikler verilmektedir. Genel olarak derin çekme işlemlerinde çekme boşluğu değeri için aşağıda verilen denklem kullanılmaktadır [59, 105].

$$C_{pd} = \text{çekme boşluğu (mm)} = 1,4.t \text{ ( } t_{\text{par}} = \text{taslak parçanın kalınlığı) (mm)}$$

Çekme boşluğu için Oehler eşitliği;

$$C_{pd} = t + k\sqrt{10t} \text{ dir.}$$

Bu çalışma için yapılan tasarımlarda demir içermeyen metaller için  $k = 0,04$  alınır.

### **5.3.2.8 Yağlama**

Yağlama, derin çekme işleminde ki en önemli faktörlerden biridir. Çekme işlemi ile birlikte parça üzerinde oluşan yüksek sıcaklık, ürün kalitesini istenmeyen şekilde etkilemektedir. Yağlama ile çekme işlemi esnasında oluşan sürtünme azaltılarak, parça aşırı ısınmadan dolayı oluşabilecek hatalardan etkilenmez. Yağlamanın fazla olması zımba ve çekme kalıbı üzerinde ise aşırı kayganlık oluşturmaktadır. Oluşan aşırı kayganlıktan dolayı zımba ve kalıbın zarar görebilme ihtimali bulunmaktadır. Her malzemenin farklı sürtünme katsayılarına sahip olması nedeniyle çekme işlemine maruz kalacak malzemenin cinsine göre yağ seçimi gerçekleştirilir [59, 104].

Bu projede yapılan tasarımda çekme işlemine maruz kalacak malzeme Ms70 ve Ms90 malzemeleridir. Bu iki malzeme üzerinden yapılan araştırmalarda sığ çekme işleminde %0,03-2 arasındaki sabun çözeltisinin iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir [59, 104]. Sabun çözeltisinin hazırlanma şekli sıcak bir suya belirtilen oranlarda rendelenip, sıcak su içerisinde karıştırılarak tamamen çözünmesi sağlanır ve kullanıma hazır hale gelir. Ayrıca sabun çözeltisi yerine sabunlu yağ veya hayvansal yağlarda kullanılabilir.

Derin çekme işleminde ise sabun çözeltisi kullanılarak yağlama işlemi yapılabilir. Ancak kullanılan sabunun sabun oranı yüksek (%39-42) yağ aside ve serbest alkali %0,07'den az olmalıdır [59, 104]. Sığ çekme işleminde olduğu gibi çözelti sıcak su içerisinde iyi bir şekilde çözünmelidir. Ayrıca sabun çözeltisinin yerine sabun karışımı zengin hayvansal yağ karışımları, bor yağı ve zeytinyağı kullanılabilir.

Bu tez çalışması kapsamında tasarlanan presde derin çekme işleminde zeytinyağı kullanılmasının daha iyi bir sonuç vereceği gözlemlenmiştir. Zeytinyağı çekme işlemine maruz kalacak malzemenin duvarlarına ve çekme işleminde kullanılan zımbaya keçeler vasıtasıyla tatbik edilmektedir. Oran olarak kullanılan zeytinyağı miktarı sabunlu su çözeltisinden, zengin hayvansal yağ karışımları ve bor yağından çok daha azdır. Yağlayıcının miktarının az olması elektrik akımıyla çalışan kontrol sistemlerinin kuru kalmasını sağlayarak olumlu yönde etkilemesi nedeniyle zeytinyağı tercihinde bulunulmuştur.

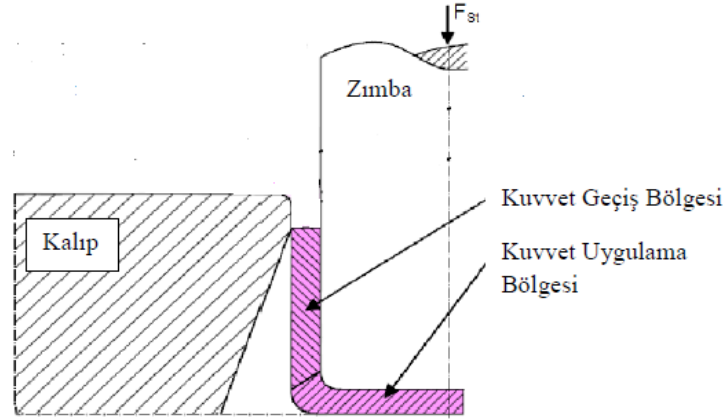
Çok derin çekme işlemlerinde %1-2 donyağı veya %0,25 stearik asit içeren %1-2 lik sabun çözeltileri ve yağlayıcılar iyi sonuç vermektedir. Ayrıca zengin domuz yağı karışımları (%50-100) ve uygun kuru sabunun kullanımı çok derin çekme işlemlerinde iyi sonuç vermektedir [59, 104].

### **5.3.2.9 Derin Çekme İşleminde Oluşan Gerilme Bölgeleri**

Derin çekme işlemi, parça üzerinde çekme ve basma gerilmelerini aynı anda oluşturan karmaşık bir işlemdir. Çekme ve basma gerilmesini oluşturan en önemli parametre zımba kuvvetidir. Zımba kuvvetinin etkisiyle çekme işlemine maruz kalan malzeme üzerinde iki farklı gerilme bölgesi oluşur. Bunlar;

. Kuvvet Geçiş Bölgesi

. Kuvvet Uygulama Bölgesi olarak adlandırılır. Derin çekme işlemi sonucunda parça üzerinde oluşan gerilmeler Şekil 5.172'de gösterilmiştir [57].

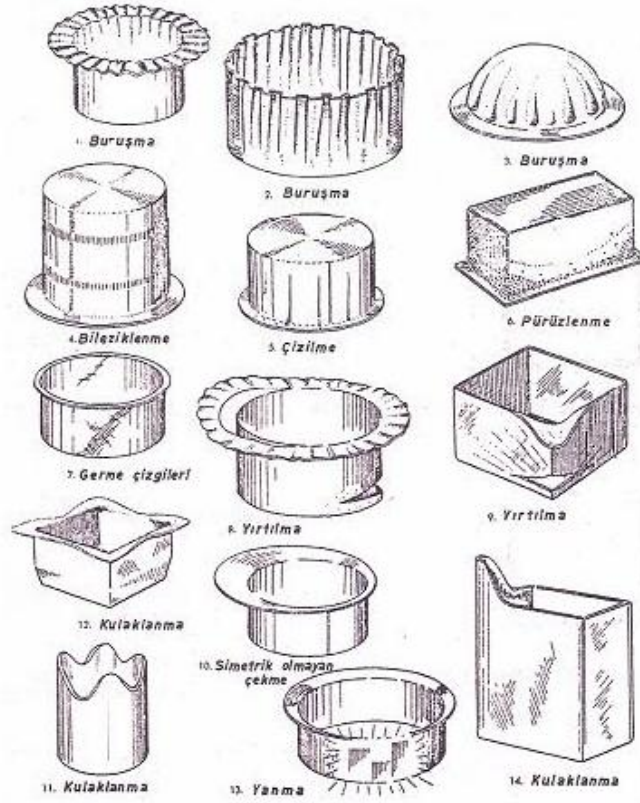


Şekil 5.172: Derin çekme işlemi esnasında oluşan gerilme bölgeleri [59].

Kuvvet uygulama bölgesi taslak parçasının zımba ucunun hemen altında kalan bölümdür. Bu bölgede çekme kuvvetleri meydana geldiği için duvar kalınlığı azalır. Bu bölgenin devamında kuvvet geçiş bölgesi oluşur. Radyal çekme kuvvetleri nedeniyle bu bölgede boyuna uzama gerçekleşmektedir. Ayrıca taslak parçanın duvar kalınlığında azalma meydana gelmektedir. Bu bölgede kırışıklık ve yırtılma gibi hatalar meydana gelebilir [57, 59].

### 5.3.2.10 Derin Çekme İşleminde Meydana Gelen Hatalar

Derin çekme işlemlerinde meydana gelebilecek hatalar genel olarak incelenmiş ve bu hataların nedenleri araştırılarak engellenmesi için yapılacaklar öngörülmüştür.



**Şekil 5.173:** Çeşitli derin çekme hataları [60].

Yırtılma hatası, parçanın en çok incelmiş köşe bölgelerinde meydana gelmektedir. Köşe bölgelerindeki malzemeler gerilmeler etkisiyle yan çeperlere doğru yer değişimine zorlanmaktadır. Köşe bölgelerinde çekme kuvvetlerinin şiddetini arttıran veya azaltan bir parametre olan kalıp ağzı ve zımba ucu yarıçap değerleri küçüldükçe malzemenin yırtılma ihtimali artar. Ayrıca taslak parçanın çapı ile zımba çapı arasındaki oran olan çekme oranı arttıkça parçanın alt kısmında yırtılma görülür. Bu noktada yetersiz çekme boşlukları sebebiyle parçaların aşırı yüksek sürtünmeye maruz kalması yırtılmaya neden olmaktadır [59, 105].

Cidar incelmesi, parçanın yan duvarlarında meydana gelen aşırı incelme, zımba ve kalıp arasında bırakılan düşük çekme boşluğu sonucunda oluşmaktadır. Çekme boşluğunun çok az olmasından dolayı, kalıp boşluğu içerisinde zımba ve kalıp iç duvarı arasında sıkışan parça yüksek değerlerdeki radyal çekme kuvvetlerine maruz kalmaktadır. Bu şekilde parça duvarında aşırı incelme meydana gelmekte dolayısıyla parça mukavemetinde azalma olmaktadır. Çekme boşluğu değerinin çok yüksek olması ise parça duvarında istenmeyen buruşmalara sebep olmaktadır [59].

Portakal kabuklanması veya pürüzlenme, çekme işlemine maruz kalan parça üzerinde kötü yüzey görüntüsüne neden olmakta ve nihai ürünün görüntüsünü bozmaktadır. Ürün üzerinde oluşan portakal kabuklanması kullanılan hammaddenin kalitesiyle ilgili olabilir. Ayrıca kalıp boşluğundan dışarıya hava çıkışının olmaması pürüzlenmeye sebep olan etkenlerden biri olarak gösterilebilir [59].

Katlanma ise genel olarak parçanın kenarlarında oluşan fazla yağlama, kalıp ağzı yarıçap değerinin çok yüksek olması, kılavuz kalıbın parçayı işlem yapılacak kalıba düzgün bir şekilde yerleştirememesi, çekme boşluğunun uygun olmaması gibi etkenler sonucu ortaya çıkmaktadır [59].

Kulaklanma hatası ise uygun olmayan çekme boşluğu, zımba ve kalıbın eksenden kaçık olması, hammaddenin işlem yapılacak kalıba düzgün bir şekilde yerleştirilememesi ve yetersiz yağlama gibi hallerde ortaya çıkmaktadır [59].

### **5.3.2.11 Birinci İstasyon Analiz**

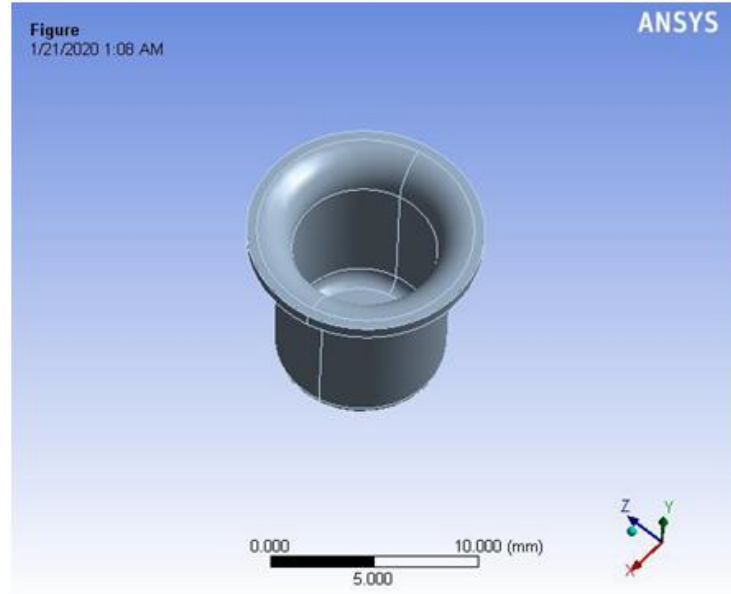
Gömlek yüksüğü, zımba ve kalıplar katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak biçimde tüm elemanlarıyla birlikte Solidworks 2016 programında tasarlanmıştır.

Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan gömlek yüksüğü, zımba ve çekme kalıpları için uygun malzemeler tanımlanmıştır. Ansys programında, Tetrahedrons eleman tipi, eleman sayısı 908 ve düğüm noktası sayısı 2297 olduğu halde analiz yapılmıştır.

Derin çekme analizi yapılan gömlek yüksüğünün, Static Structural modülünde, şekil değiştirme ve eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi esas alınmıştır.

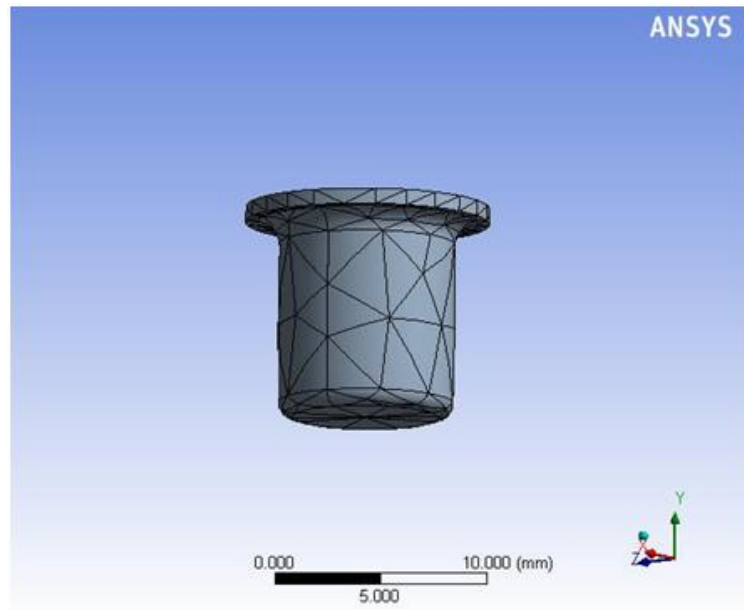
Şekil 5.174'de verilen gömlek yüksüğü ilk halidir. Ölçüleriyle Şekil 5.174'de görülen malzeme yarı mamul olarak tezgâha gelmektedir. Bu aşamadan sonraki kısımlar presde derin çekme işlemine tabii tutulmaktadır.





**Şekil 5.174:** Gömlek yüksüğü ilk hali.

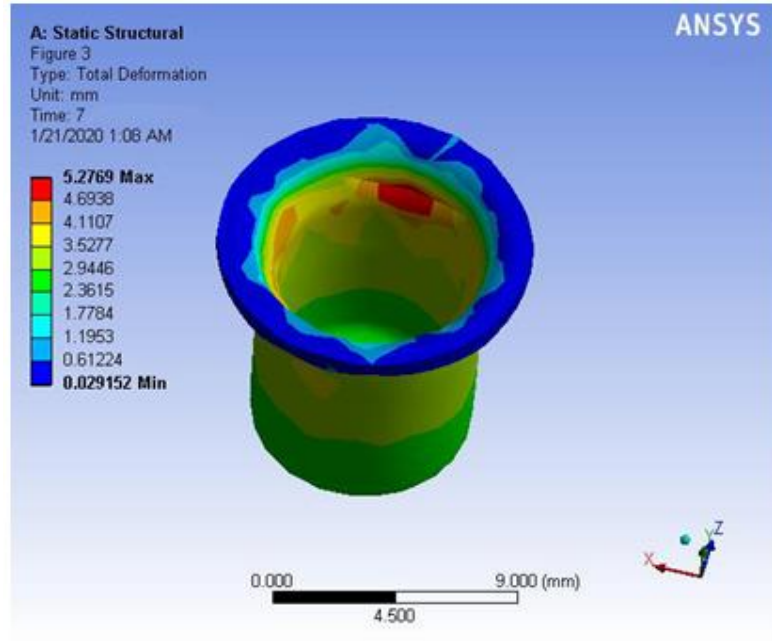
Şekil 5.175'de verilen gömlek yüksüğü mesh işlemidir. Eleman tipi, eleman sayısı, düğüm noktası sayısı yukarıda açıklandığı gibidir.



**Şekil 5.175:** Gömlek yüksüğü mesh işlemi.

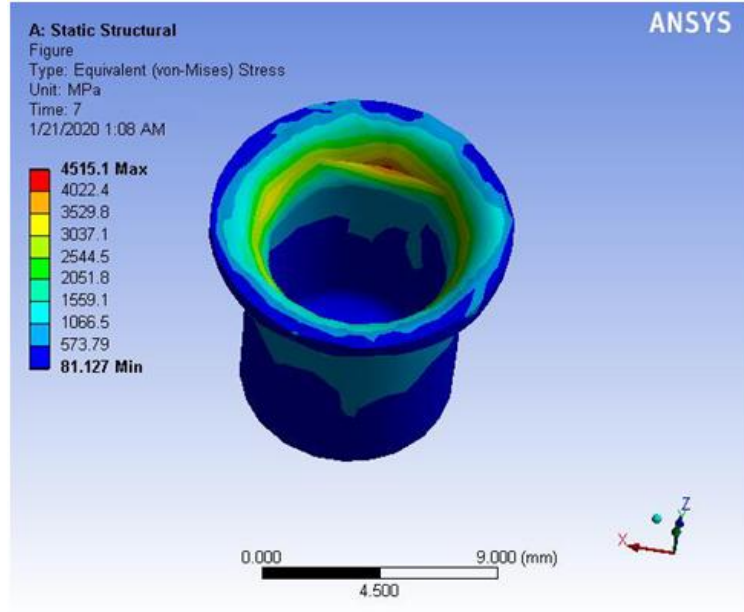
Şekil 5.176'da gömlek yüksüğü toplam şekil değiştirme analiz sonuç görüntüsü verilmiştir. Şeklin içerisinde gözlenen kırmızı renkle çevreleyen bölgeler en büyük şekil değişiminin olduğu kısımlardır. Analizde gömlek yüksüğü dıştan görüntülediğinde de burada verilen

görüntü iç yüzeyindeki şekil değişimleri, dış yüzeyde de aynı değerlerde elde edilmiştir. Şekil değiştirme değerlerinin 0,029152-5,2769 mm aralığında olduğu belirlenmiştir.

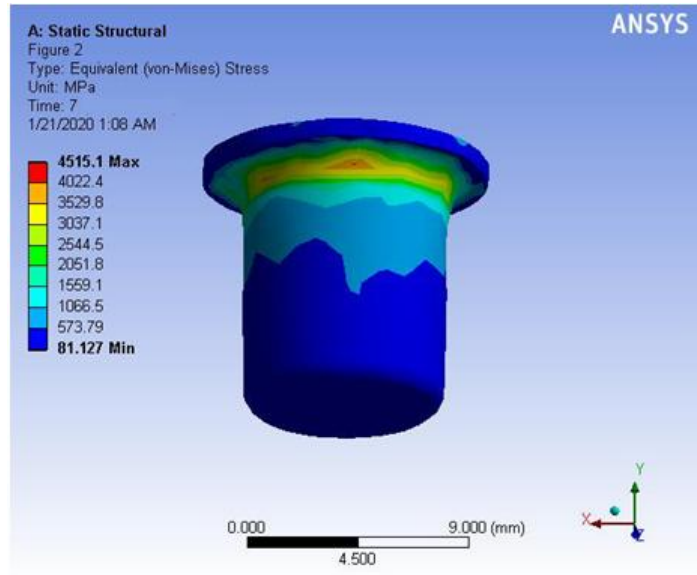


Şekil 5.176: Gömlek yüksüğü toplam şekil değiştirme analizi.

Şekil 5.177'de gömlek yüksüğü eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi iç kısım ve Şekil 5.178'de dış kısım görüntüsü verilmiştir. Şeklin içerisinde gözlenen kırmızı renkle çevreleyen bölgeler en büyük eşdeğer gerilmenin olduğu kısımlardır. Analizde gömlek yüksüğü dıştan görüntülendiğinde de burada verilen görüntü iç yüzeyindeki eşdeğer gerilmeleri, dış yüzeyde de aynı değerlerde elde edilmiştir. Eşdeğer gerilmenin en büyük değeri aldığı noktalar zımbanın çekme işlemine başladığı noktalar olarak belirlenmiştir. Eşdeğer gerilme değer değişiminin 81,127-4515,1 MPa aralığında olduğu belirlenmiştir. Maksimum değer 4515,1 MPa olmuştur.



Şekil 5.177: Gömlek yüksüğü eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi iç kısım görüntüsü.

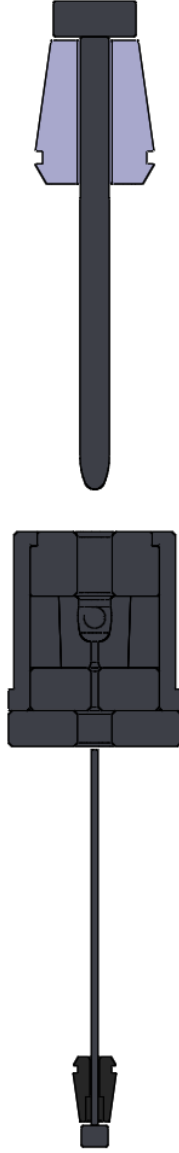


Şekil 5.178: Gömlek yüksüğü eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi dış kısım görüntüsü.

### 5.3.3 İkinci İstasyon

Tasarımı gerçekleştirilen presin ikinci istasyonunda yapılan işlem sığ çekme işlemine örnek olarak gösterilebilir. İkinci istasyonda derin çekme işleminin etkisiyle boyu uzamış, çapı ve duvar kalınlığı azalmış hammaddenin uç kısmına kademeli olarak karakteristik 9x19 mermi çekirdeği burnunun şekli verilir.

Bu işlem derin çekme işlemine uğramış olan parçanın kalıp ve üst zımba arasında sıkışması ile gerçekleşir. İşlem sonucunda kalıp ve zımba arasında kalan parça sığ çekme işlemine uğramış ve boyu çok az miktarda uzamış olur. Ayrıca kalıp ve zımba arasında kalan parça kalıp ve zımba arasındaki boşluğun şeklini almış olur. Parçanın işlem yapılacak kalıba düzgün bir şekilde yerleştirilmesi kılavuz kalıp vasıtasıyla yapılmaktadır.



**Şekil 5.179:** İkinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları.

Bu kısımda mermi çekirdeğinin uç kısmına verilecek radyus çok küçük tutulursa yırtılmalara sebep olurken büyük tutulduğunda ise şekil verilen parçanın üst zimbadan ayrılması zorlaşır ve zımbanın parçayı çekmesi söz konusu olduğunda presde üretim yapmak imkânsız hale gelir.

Ayrıca parça üzerine gerekenden daha fazla baskı uygulanması mermi çekirdeğinin burun kısmında yırtılmalara veya burun kısmının çok incilmesi sonucu burada iz oluşmasına neden olur. Burun kısmının gerekenden fazla incilmesi mukavemetide olumsuz yönde etkilemektedir.

Üst zımba ve kalıbın birbirine uyumlu olmaması sonucunda ise çekirdek gömleğinin yüzeyinde pütürlenme veya portakal kabuklanması oluşacaktır. Bu hatanın sebebi kalıp ve zımbanın uyumsuzluğu ve havanın dışarı atılamamasıdır.

İkinci istasyonda oluşturulan mermi çekirdeğinin karakteristik şekli NATO Stanag 4090'da belirtilen dağılım testinin sağlanması açısından oldukça önemlidir. Dağılım testinde sabit namludan yapılan 30 atışın 152 mm çapında bir daire içerisinde toplanması istenmektedir. Mermi çekirdeğinin yapısı dağılım testinin sağlanması açısından en önemli etkidir.

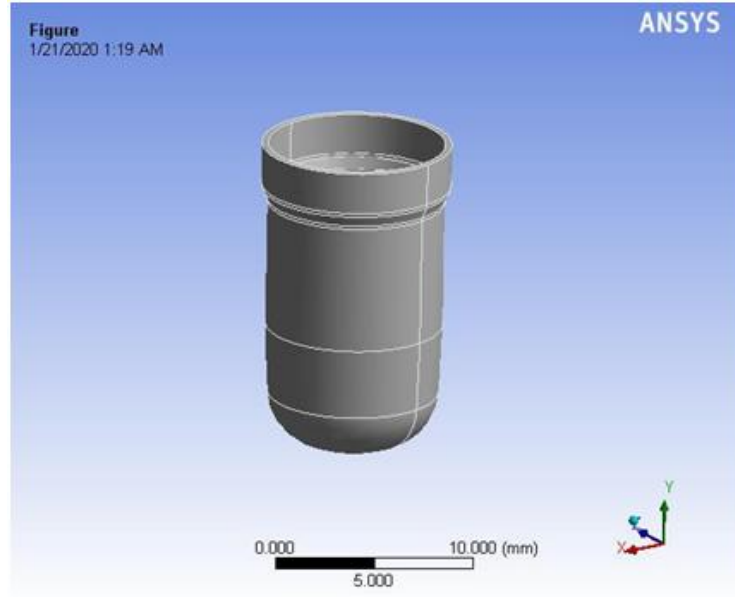
#### **5.3.3.1 İkinci İstasyon Analiz**

Birinci istasyonda derin çekme işlemi görmüş gömlek yüksüğü, zımba ve kalıplar katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak biçimde tüm elemanlarıyla birlikte Solidworks 2016 programında tasarlanmıştır.

Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan 1. istasyonda derin çekme işlemi görmüş gömlek yüksüğü, zımba ve form verme kalıbı için uygun malzemeler tanımlanmıştır. Ansys programında, Tetrahedrons eleman tipi, eleman sayısı 1915 ve düğüm noktası sayısı 3947 olduğu halde analiz yapılmıştır.

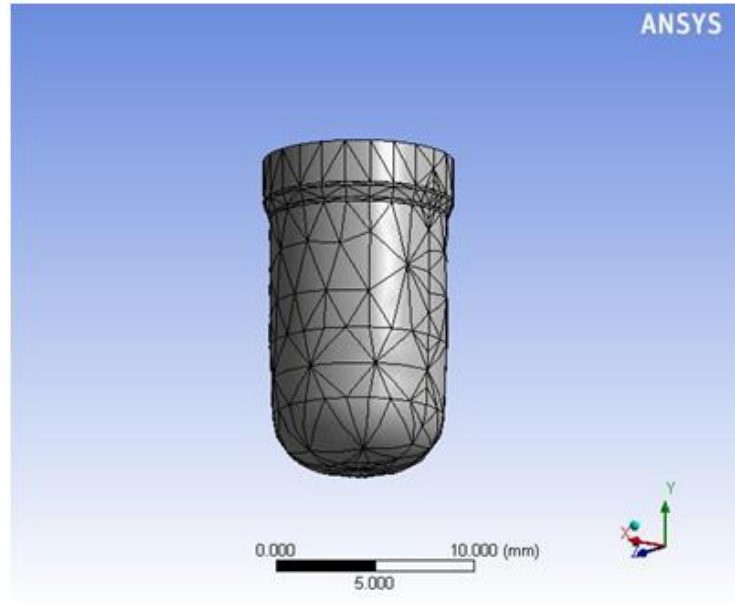
Şekillendirme analizi yapılan gömlek yüksüğünün, Static Structural modülünde, şekil değiştirme ve eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi esas alınmıştır.

Şekil 5.180'de verilen 1. istasyonda derin çekme işlemine uğramış olan gömlek yüksüğünün 2. istasyondaki halidir. Bu aşamada gömlek yüksüğünün uç kısmına form verme işlemi uygulanacak ve mermi çekirdeği gömleğinin ön kısmı şekillendirilecektir.



**Şekil 5.180:** Gömlek yüksüğünün 2. istasyondaki işlem görmemiş hali.

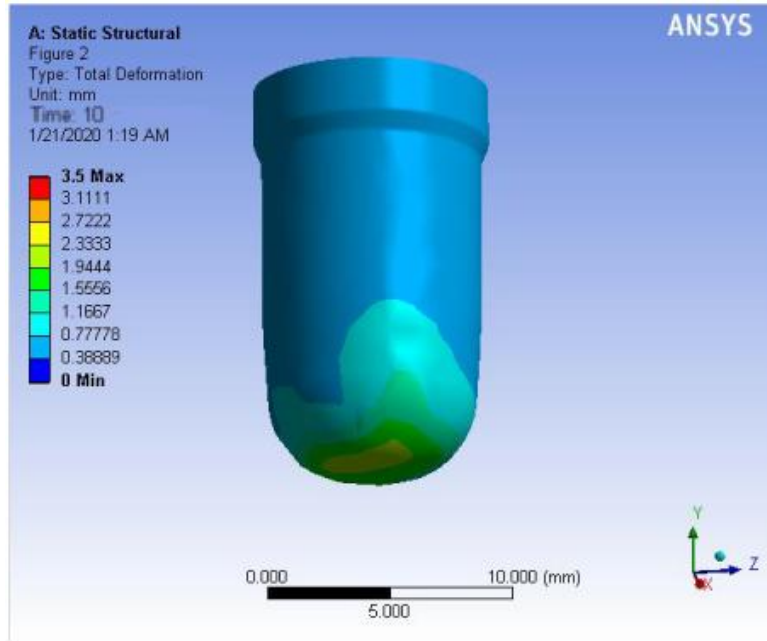
Şekil 5.181'de verilen derin çekme işlemine uğramış olan gömlek yüksüğünün mesh işlemidir. Eleman tipi, eleman sayısı, düğüm noktası sayısı yukarıda açıklandığı gibidir.



**Şekil 5.181:** Gömlek yüksüğünün 2. istasyondaki işlem görmemiş halinin mesh işlemi.

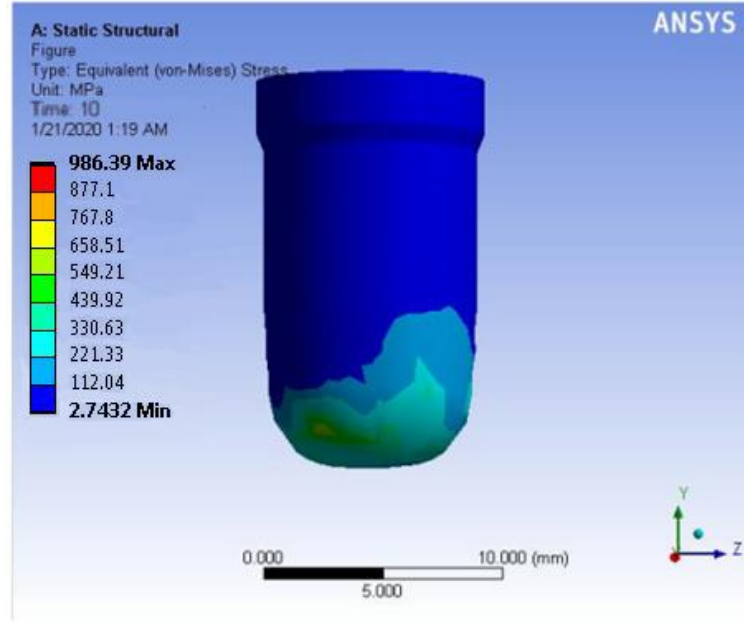
Şekil 5.182'de form verme işlemi görmüş gömlek yüksüğünün toplam şekil değiştirme analiz sonuç görüntüsü verilmiştir. Şeklin uç kısmında gözlenen sarı renkli bölgeler en büyük şekil değişiminin olduğu kısımlardır. Analizde gömlek yüksüğü içten görüntülendiğinde de burada verilen görüntü dış yüzeyindeki şekil değişimleri, iç yüzeyde

de aynı değerlerde elde edilmiştir. Şekil değiştirme değerlerinin 0-3,5 mm aralığında olduğu belirlenmiştir.



**Şekil 5.182:** Gömlek yüksüğünün 2. istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi.

Şekil 5.183'de form verme işlemi görmüş gömlek yüksüğünün eşdeğer gerilme (von-Mises) analizinin dış kısım görüntüsü verilmiştir. Şeklin dış kısmında gözlenen sarı renkle çevreleyen bölgeler en büyük eşdeğer gerilmenin olduğu kısımlardır. Analizde gömlek yüksüğü içten görüntülendiğinde de burada verilen görüntü dış yüzeyindeki eşdeğer gerilmeleri, iç yüzeyde de aynı değerlerde elde edilmiştir. Eşdeğer gerilmenin en büyük değeri aldığı noktalar mermi çekirdeği gömleğinin burun kısmı olarak belirlenmiştir. Eşdeğer gerilme değer değişiminin 2,7432-986,39 MPa aralığında olduğu belirlenmiştir. Maksimum değer 986,39 MPa olmuştur.



Şekil 5.183: Gömlek yüksüğünün 2. istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi.

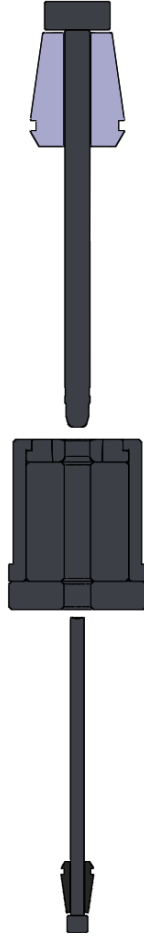
### 5.3.4 Üçüncü İstasyon

Çekirdek gömleğinin kesme işlemi bu istasyonda yapılarak derin çekme işlemlerinden çıkan farklı ölçülerdeki çekirdek gömlekleri yaklaşık olarak aynı ölçülere getirilirler. İlk istasyonda çekirdek gömleklerinin arka kısımlarında boğum oluşturularak kesme işleminin yapılacağı nokta belirlenir. Çekirdek gömleğinin duvar kalınlığından, kesme kalıbı ve kesme pimi arasında daha az bir boşluk bırakılarak koparma işlemi gerçekleştirilir. Kesme kalıbında kesme açısı  $15^\circ$  olarak belirlenmiştir. Kesme işlemi gerçekleştirildikten sonra kesilen parça kesme piminin uç kısmındaki kesme işlemini gerçekleştiren boğumun arka kısmında kalır. Kesme pimi yukarı doğru çıkarken yukarı kısımda bulunan sıyrıcı tarafından kesilen parça sıyrılarak hurda kovası içerisine basınçlı hava yardımı ile gönderilir.

Kesme kalıpları pres kalıplığında en çok kullanılan kalıp türüdür. Kesme kalıplarıyla yapılan seri üretimlerde ki temel amaç üretimi gerçekleştirilen parçalarda ölçü tamliğini sağlamak ve malzeme sarfiyatını en az düzeye indirmektir. Kesme kalıplarıyla yapılan üretimlerde herhangi bir talaş kaldırma işlemi yoktur. Üretimi yapılan parçaların hassasiyeti kalıp ve zımbaların imalatını yapan kişiye bağlıdır. Kalıp ve zımbaların imalatı hassas bir işçilik gerektirmektedir. Üretim sürecinde üretilen parçalardaki özdeşlik kalıplar ve zımbalar tarafından sağlanmaktadır [62].



Ayrıca kesme istasyonundan çıkan parçanın kalitesini bozulmadan sürdürmek çok önemlidir. Kesme işlemine uğrayan parçaların şekilleri net olmalıdır.



**Şekil 5.184:** Üçüncü istasyon kalıp ve zımba tasarımları.

Kesme işlemi üzerinde kesme boşlukları, değişik sertlik değerlerindeki malzemeler, farklı malzeme kalınları, kesme zımbaları malzemesi ve kesme hızı etkilidir [107]. Ayrıca bu faktörler kesme yüzeyinde oluşan çapak miktarı ve kesme düzlüğü gibi değerleri etkilemektedir. Kesme işlemi; makaslarla kesme, dairesel bıçaklı makaslarla kesme ve kalıpla kesme olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Bu kısımda kalıpla kesme üzerinde durulacaktır [61].

Kalıpla kesme; zımba ve kalıbın birbirleriyle uyumlu bir şekilde çalışması sonucu yapılan kesme işlemine kalıpla kesme adı verilmektedir. Yapılan kesme işlemi makasla kesmeye benzemektedir. Kalıpla kesmede bıçak yerine zımba ve kesme kalıbı kullanılmaktadır [61].

#### **5.3.4.1 Kesme Teorisi**

Kesme olayı üç aşamada incelenmektedir. Bu aşamaların ilk kısmı kesmeye başlangıç kısmıdır. Bu kısımda kesme zımbası malzemeye temas eder ve malzeme duvarları üzerine basınç uygular. Zimba basınç yapmaya devam ederse malzeme elastikiyet sınırına ulaşır. Bu noktada malzeme elastikiyet sınırını henüz geçmeden uygulanan basınç kesilirse malzeme eski konumuna geri döner. Basınç arttırılırsa zimba malzemeye batmaya başlar. Malzeme kalınlığının yaklaşık olarak 0,3 katı kadar malzemeye daldığı zaman malzeme akmaya başlar. Zimba malzeme kalınlığının 0,5 katı kadar ilerlemeye devam ederse akma sınırı geçilir. Kesme işlemi tam olarak bu kısımda meydana gelmektedir. Son aşamada zimba malzemeye, kalınlığının yaklaşık 0,6 katı kadar dalmakta ve kesme işlemi için enerji tüketimi sona ermektedir. Bu aşamadan sonra zimba malzemeyi kalıp deliğinden aşağıya doğru itirmekte ve malzeme alt tutucu pim tarafından yukarı doğru ittirilerek transfer bar tutucularına verilmektedir [61].

Kap malzemelerinden elde edilen parçalar, kalıp ve zimba arasında tam olarak kesilemez. Bu malzemeler iki kesme kenarı arasında maksimum kesme direncini gösterirler. Kesme işlemi esnasında zimba malzemeye bir miktar batar ve malzeme akma sınırına gelinceye kadar kesme yapar. Akma sınırı aşılnca parça kopmaya uğrar. Kesilecek olan parçanın kesme işlemi esnasında yan yüzeylerinde çekme ve kesme gerilmeleri baskı ile birlikte oluşmaktadır. Kesilen malzemede oluşan gerilmeler kesme kuvvetinin tayini için önem taşımaktadır [61].

#### **5.3.4.2 Kesme Boşluğu**

Kesme işleminde zımbanın kap malzemeyi kesmesi için zımbanın kap duvar kalınlığının 1/3'ü kadar batması gerekmektedir. Bu batma derinliğine yüzde zimba batma oranı adı verilmektedir [61].

Kalıp ve zimba arasında bırakılan kesme boşluğu malzemenin cinsi, kalınlığı ve boyutlarına göre tam olarak seçilirse parçanın kenarında oluşan çapak miktarı azalır ve kesilen kenarın düzgünlüğü artar [61].

Kesme boşluğu büyük olursa parçanın kesilen yüzeyindeki çapak miktarı artar. Bazı durumlarda parçanın kesilme işlemi esnasında çekme işlemine maruz kalıp uzamasına neden olur. Kesme boşluğunun çok küçük olduğu durumlar ise zimba ve kalıpların erken

aşınmasına neden olur. Eğer kesme boşluğu malzemenin cinsi, duvar kalınlığı, kesme açısı gibi parametreler göz önünde bulundurularak uygun bir şekilde belirlenmiş ise kesme ağızlarında da herhangi bir aşınma oluşmamışsa pratik olarak çapağın meydana gelmemesi gerekir. Ancak pres tezgahının merkezi, kalıp ile zımba imalatında kullanılan toleranslardan ve bir takım kuvvetlerin etkisiyle kesilen parçalarda çok azda olsa çapağın mevcut olacağı kabul edilmelidir [61].

Kesme işlemi esnasında kesme kalıbı ve zımba arasında verilmesi gereken kesme boşluğu değerinin hesaplanabilmesi için değişik yöntemler vardır. Bu yöntemler üç farklı başlık altında toplanabilir [61].

#### **5.3.4.2.1 Kesme Boşluğu Değerinin Formüller Yardımı ile Bulunması**

Bu konuyla ilgili yapılan araştırma ve incelemeler sonucunda işletme ve çalışma koşulları göz önünde bulundurularak, malzemelerin kesme gerilimlerine göre, deneysel çalışmalara dayalı elde edilen yöntemle kesme boşluğu değeri hesaplanabilmektedir [55].

1) 3 mm'ye kadar duvar kalınlığı olan malzemeler için;

$$C_{\text{kalıp}} = a_{\text{kes}} \cdot t_{\text{par}} \cdot \sqrt{\partial B}$$

$C_{\text{kalıp}}$  : Tek taraflı kalıp boşluğu (mm)

$\partial B$  : Kesme gerilmesi ( $\text{N/mm}^2$ )

$a_{\text{kes}}$  : Kesme katsayısı

$t_{\text{par}}$  : Taslak parçanın kalınlığı (mm)

2) Duvar kalınlığı 3 mm'den fazla olan malzemeler için;

$$C_{\text{kalıp}} = (1,5 \cdot a_{\text{kes}} \cdot t_{\text{par}} - 0,015) \cdot \sqrt{\partial B}$$

$C_{\text{kalıp}}$  : Tek taraflı kalıp boşluğu (mm)

$\partial B$  : Kesme gerilmesi ( $\text{N/mm}^2$ )

$a_{\text{kes}}$  : Kesme katsayısı

$t_{\text{par}}$  : Taslak parçanın kalınlığı (mm)

Formüllerde kullanılmakta olan  $a_{kes}$  katsayısı için 0,005 ile 0,035 arasında bir değer alınabilir.  $a_{kes}$  katsayısı için alınan 0,005 değeri temiz bir kesme yüzeyine 0,035'e kadar olan daha büyük değerleride düşük kesme kuvveti ve iş gereksinimine karşılık alınabilir. Kesme esnasında ortaya çıkabilecek durumlar göz önünde bulundurularak bu katsayı için bir değer tercihi yapılabilir. Kesme yüzeyinin önemli olmadığı hallerde düşük kesme kuvveti ve iş gereksinimi için  $a_{kes}$  katsayısı 0,03-0,04 alınabilir. Sert metalden yapılacak kesme kalıpları için  $a_{kes}$  değeri 0,015 ile 0,012 arasında seçilmesi uygun olacaktır [61].

Kesme boşluğunun bulunmasında kullanılması gereken değerler Tablo 5.27'de verilmiştir.

**Tablo 5.27:** Emniyetli çalışabilmek için kesme gerilmesi değerleri [61].

Delik zımbası çapı	Kesme gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )
$d > 2S$	0,8.Gb
$d = (1,6...2).S$	Gb
$d = (1...1,6).S$	1,5.Gb
$d = (0,7...0,9).S$	2.Gb

**Tablo 5.28:** Mermi çekirdeği ceket malzemeleri [61].

Malzemeler	Kesme gerilmesi (N/mm <sup>2</sup> )	
	Sert değil	Sert
Pirinç	220-300	350-400
Bakır	180-220	260-300
Çinko	120	200

#### 5.3.4.2.2 Kesme Boşluğu Değerinin Diyagramlar Yardımı ile Bulunması

Kesme kalıplarında kullanılacak olan kesme boşluğu değeri, formüller yardımı ile hesaplanabileceği gibi aşağıda verilen diyagramlar vasıtasıyla yaklaşık olarak belirlenebilir. Diyagram üzerinde birbirinden farklı özellikte malzeme grupları belirlenmiştir.

1. Grup malzemeler: Alüminyum ve alaşımları;

Ortalama sertlik = 23-85 BSD

$$C_{\text{kalıp}} = 0,045 \cdot t_{\text{par}}$$

Kesme boşluğu sac kalınlığının 0,045 oranında alınmaktadır.

2. Grup malzemeler: Pirinç, bakır ve orta sertlik değerindeki malzemeler;

Ortalama sertlik = 65-130 BSD

Orta sert ve sert alüminyum alaşımları, pirinç, soğuk çekilmiş yumuşak çelik, yumuşak paslanmaz çelik vb.

$$C_{\text{kalıp}} = 0,06 \cdot t_{\text{par}}$$

Kesme boşluğu sac kalınlığının 0,06 oranında alınmaktadır.

3. Grup malzemeler: Sert çelik, Paslanmaz çelik vb.

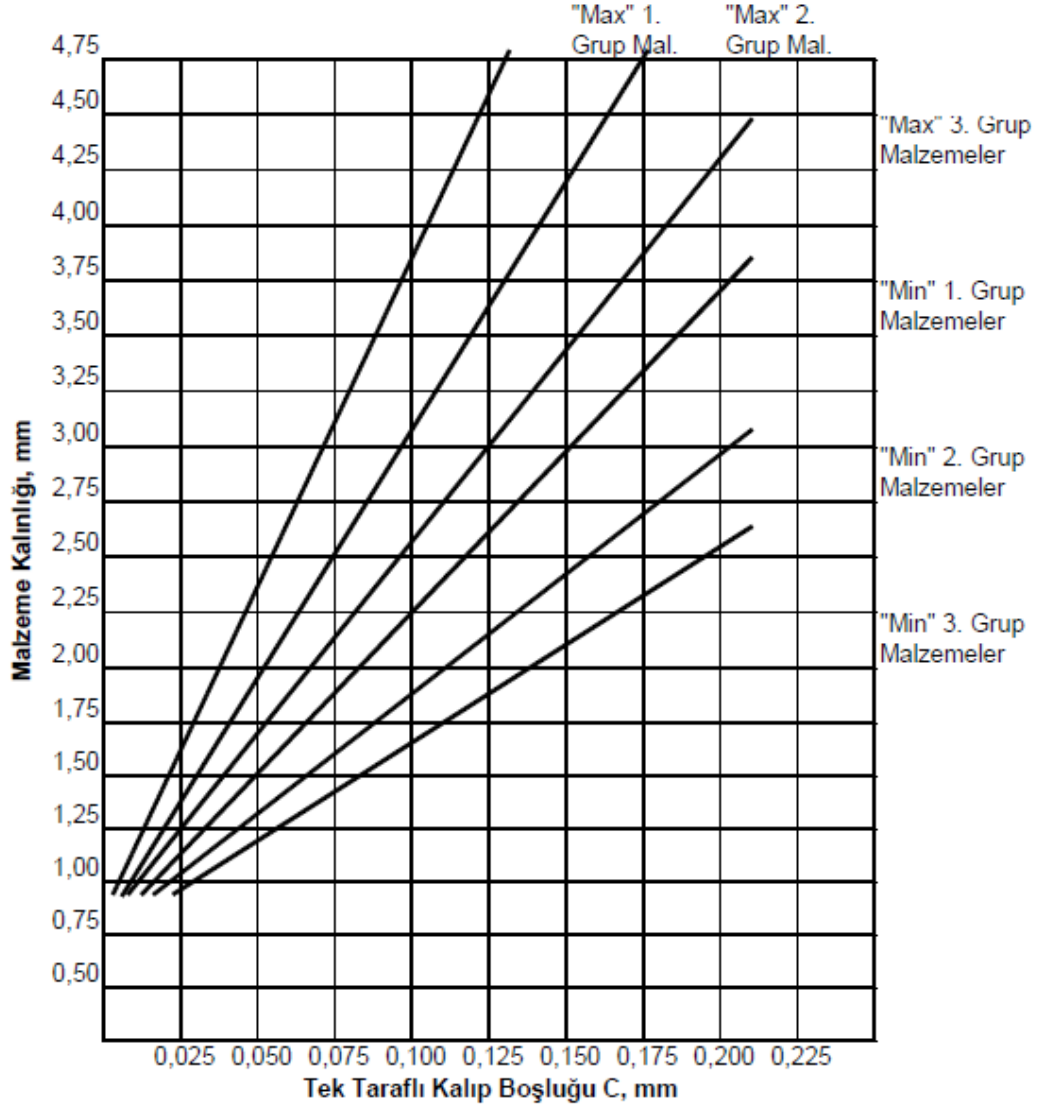
Ortalama sertlik = 130 BSD ve daha fazla

Yarı sert soğuk çekilmiş çelik, yarı sert ve sert paslanmaz çelik vb.

$$C_{\text{kalıp}} = 0,075 \cdot t_{\text{par}}$$

Kesme boşluğu sac kalınlığının 0,075 oranında alınmaktadır.

**Tablo 5.29:** Kesme kalıbında tek taraflı kesme boşluğunun belirlenmesinde kullanılan en büyük ve en küçük malzeme kalınlıkları [61].



“Min”, maksimum boşlukla minimum malzeme kalınlığını, “Max”, minimum boşlukla maksimum malzeme kalınlığını göstermektedir.

#### 5.3.4.2.3 Kesme Boşluğu Değerinin Hazır Tablolar Yardımı ile Bulunması

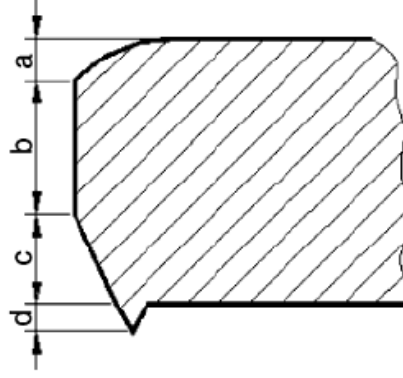
Kesme kalıplarında kullanılacak olan kesme boşluğu değerini belirlemek amacıyla Tablo 5.30'da çekme dayanımları ve sac kalınlığı değerlerine göre kesme boşluğu değerleri verilmiştir. Bu tabloda kesme boşluğu değerleri hazır olarak bulunabilir.

**Tablo 5.30:** Malzeme çekme dayanımları ve sac kalınlıklarına göre kesme boşluğu tablosu [61].

Sac Kalınlığı T mm	Malzeme çekme dayanımları, N/mm <sup>2</sup>										
	50-100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700
	Tek taraflı kesme boşluğu, C, mm										
0,25	0,008	0,01	0,011	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,021
0,50	0,016	0,019	0,022	0,025	0,027	0,03	0,03	0,034	0,035	0,039	0,042
0,75	0,024	0,029	0,034	0,038	0,04	0,044	0,047	0,05	0,058	0,058	0,063
1,00	0,032	0,039	0,045	0,05	0,055	0,059	0,063	0,067	0,071	0,078	0,084
1,25	0,04	0,048	0,056	0,063	0,069	0,074	0,079	0,084	0,088	0,097	0,105
1,50	0,047	0,058	0,067	0,075	0,082	0,089	0,091	0,099	0,106	0,116	0,126
1,75	0,055	0,068	0,078	0,088	0,096	0,104	0,111	0,117	0,124	0,136	0,147
2,00	0,063	0,077	0,089	0,1	0,11	0,118	0,126	0,134	0,141	0,155	0,167
2,25	0,071	0,087	0,1	0,113	0,123	0,133	0,142	0,151	0,159	0,174	0,188
2,50	0,079	0,097	0,112	0,125	0,137	0,148	0,158	0,168	0,177	0,194	0,21
2,75	0,087	0,107	0,123	0,138	0,151	0,163	0,174	0,185	0,195	0,213	0,23
3,00	0,095	0,106	0,124	0,15	0,164	0,178	0,19	0,201	0,212	0,232	0,25
3,50	0,127	0,155	0,179	0,2	0,219	0,237	0,253	0,268	0,283	0,31	0,335
4,00	0,158	0,194	0,224	0,25	0,274	0,296	0,316	0,336	0,354	0,388	0,42
4,50	0,19	0,232	0,268	0,3	0,329	0,355	0,379	0,4	0,424	0,465	0,5
5,00	0,22	0,27	0,313	0,35	0,384	0,415	0,442	0,47	0,495	0,543	0,586
6,00	0,285	0,35	0,4	0,45	0,493	0,533	0,569	0,605	0,636	0,698	0,75
7,00	0,348	0,425	0,49	0,55	0,603	0,651	0,695	0,738	0,778	0,95	0,92
8,00	0,41	0,5	0,58	0,65	0,71	0,78	0,82	0,92	1,008	1,05	1,1
10,00	0,54	0,658	0,76	0,85	0,97	1,008	1,075	1,14	1,202	1,318	1,423
12,00	0,665	0,812	0,94	1,05	1,15	1,243	1,327	1,41	1,485	1,625	1,75
15,00	0,853	0,99	1,2	1,35	1,48	1,6	1,71	1,812	1,91	2,09	2,26
18,00	1,04	1,276	1,175	1,65	1,81	1,954	1,086	2,213	2,334	2,556	2,763
22,00	1,3	1,58	0,83	2,05	2,25	2,425	2,59	2,75	2,9	3,18	3,43
25,00	1,485	1,82	2,1	2,35	2,58	2,78	2,97	3,15	3,325	3,64	3,89

### 5.3.4.3 Kesme Çapağı

Kesme boşluğu doğru değerde alınarak zımba ve kesme kalıbının ağız kısımlarının iyi bilendiği uygulamalarda kesme işlemi sonunda çapak oluşumunun meydana gelmemesi gerekir. Ancak pres tezgahının durumu, zımba ve kalıpların merkezlemesi ve bir takım kuvvetlerin etkisi altında çok az çapak oluşumu gözlenebilir. Zımba ve kalıp normal olarak kesme işlemi gerçekleştirildikten sonra çapak miktarının artması zımba ve kalıbın ömrünün sona geldiğini göstermektedir. Kesilen bir parçada çapak daima zımbaya doğru olmalıdır [55, 61].



**Şekil 5.185:** Kesme işlemi esnasında parçalarda oluşan yüzey kesiti [96].

a) Yuvarlanma b) Kesme Yüzeyi c) Kopma Yüzeyi d) Çapak

Kesme işlemi ile üretimi gerçekleştirilmiş olan bu parçanın kesme yüzeyi boyunca oluşan yüzey değişimleri kesiti gösterilmiştir. Şekil 5.185 üzerinde a ile belirtilen yuvarlanma ölçüsü kesme boşluğu ile direkt olarak bağlantılıdır. Kesme boşluğu değeri az seçildiğinde yuvarlanma azalmakta, kesme boşluğu değeri fazla seçilirse yuvarlanma değeri artmaktadır [61].

#### 5.3.4.4 Kesme Açısı

Kalıp boşluğu ve malzeme kalınlığı ile ilişkili olarak kesme kalıbı ve zımba arasında kalan açıya kesme açısı adı verilmektedir. Kesme kalıplarında uygulanmakta olan kesme açısına, kesme işlemine maruz kalacak malzemenin cinsi ve kalınlığı, kalıp boşluğu ve zımba batma oranı etki etmektedir. Kesme açısı bahsedilen bu etkenler göz önünde bulundurularak aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır [61].

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{C_{\text{kalıp}}}{(1 - \%Z.B.O.)t_{\text{par}}}$$

#### 5.3.4.5 Kesme Kuvveti

Parçanın kesilmesi için gerekli olan kuvvete veya kesilecek parçanın malzemenin ayrılmamak için gösterdiği dirence kesme kuvveti denir. Kesme kuvveti kesme işlemine maruz kalacak parçanın ölçülerine ve malzemenin cinsine göre değişen birim kesme direnciyle ilişkilidir [61]. Kalıp kesme yüzeyi ve zımba ucu düz olarak belirlenmiş ise maksimum kesme kuvvetine ulaşılır. Kesme kuvveti kesilecek malzemenin cinsine, kesilecek kenar uzunluğuna ve kesilecek malzemenin kalınlığına bağlıdır.



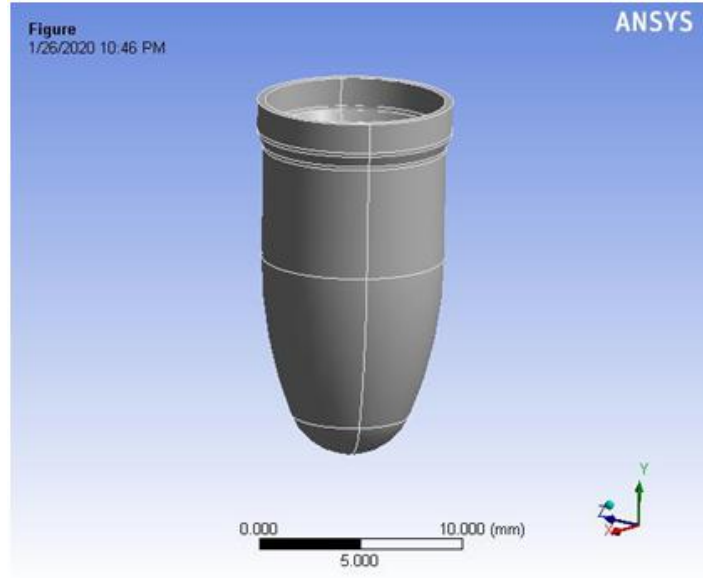
### 5.3.4.6 Üçüncü İstasyon Analiz

Gömlek yüksüğünün 3. istasyonda işlem görmeden önceki hali, zımba ve kalıplar katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak şekilde tüm elemanlarıyla birlikte Solidworks 2016 programında tasarlanmıştır.

Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan gömlek yüksüğü, zımba ve kesme kalıbı için uygun malzemeler tanımlanmıştır. Ansys programında, Tetrahedrons eleman tipi, eleman sayısı 2060 ve düğüm noktası sayısı 4627 olduğu halde analiz yapılmıştır.

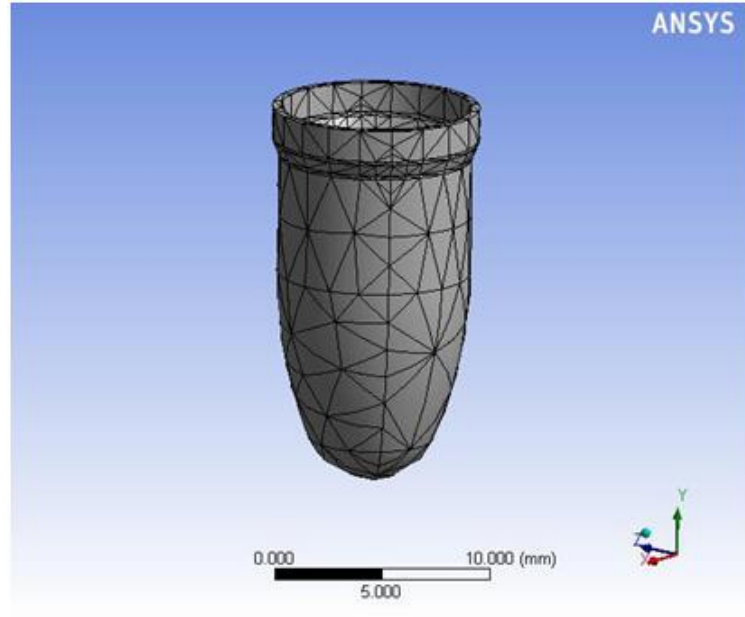
Kesme analizi yapılan gömlek yüksüğünün, Static Structural modülünde, eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi esas alınmıştır.

Şekil 5.186'da verilen gömlek yüksüğünün 3. istasyondaki kesme işlemine uğramamış halidir. Şekil 5.186'da görülen malzeme 1 ve 2. istasyonlarda işlem gördükten sonra bu istasyona gelmektedir. Bu aşamada malzeme 1. istasyonda belirlenen noktalardan kesme işlemine tabii tutulmaktadır.



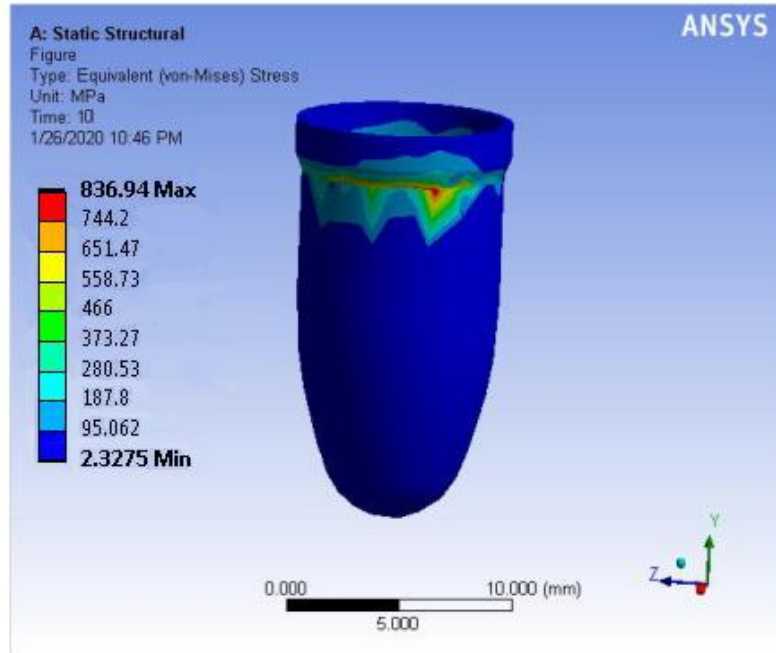
**Şekil 5.186:** Gömlek yüksüğünün 3. istasyondaki işlem görmemiş hali.

Şekil 5.187'de verilen derin çekme ve form verme işlemine uğramış olan gömlek yüksüğünün mesh işlemidir. Eleman tipi, eleman sayısı, düğüm noktası sayısı yukarıda açıklandığı gibidir.



Şekil 5.187: Gömlek yüksüğünün 3. istasyondaki işlem görmemiş halinin mesh işlemi.

Şekil 5.188'de gömlek yüksüğü eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi dış kısım görüntüsü verilmiştir. Şeklin iç ve dış kısmında kırmızı renkle çevrelenen bölgeler en büyük eşdeğer gerilmenin olduğu kısımlardır. Kırmızı renkle gösterilen kısımlar kesme zımbası ve kalıbı arasında sıkışarak kopma işleminin başladığı bölgeler olarak belirlenmiştir. Eşdeğer gerilme değer değişiminin 2,3275-836,94 MPa aralığında olduğu belirlenmiştir.

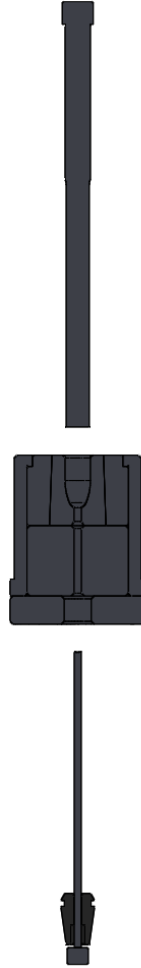


Şekil 5.188: Gömlek yüksüğünün 3. istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi.

### 5.3.5 Dördüncü İstasyon

Yatay presde üretimi gerçekleştirilen mermi çekirdeğinin iç kısmını oluşturan iç kurşun olarak adlandırılan yarı mamul, kesme işlemi gerçekleştirilen çekirdek gömleğinin içerisine baskı ile yerleştirilir. Zaten çekirdek formuna yakın bir formda üretilen iç kurşun baskı ile birlikte çekirdek ceketinin içerisinde ceketin iç formunu almaktadır. Ayrıca uygulanan baskı ile kalıp şeklinden görüleceği gibi mermi çekirdeğinin dış kısmının da formu düzeltilmektedir.

Mermi çekirdeğinin standartlarda belirtilen 115 grain ve 124 grain gibi ağırlıklara ulaşmasını sağlayan ve mermi çekirdeğinin ağırlığı üzerinde belirleyici olan kısım iç kurşundur.



Şekil 5.189: Dördüncü istasyon kalıp ve zımba tasarımları.

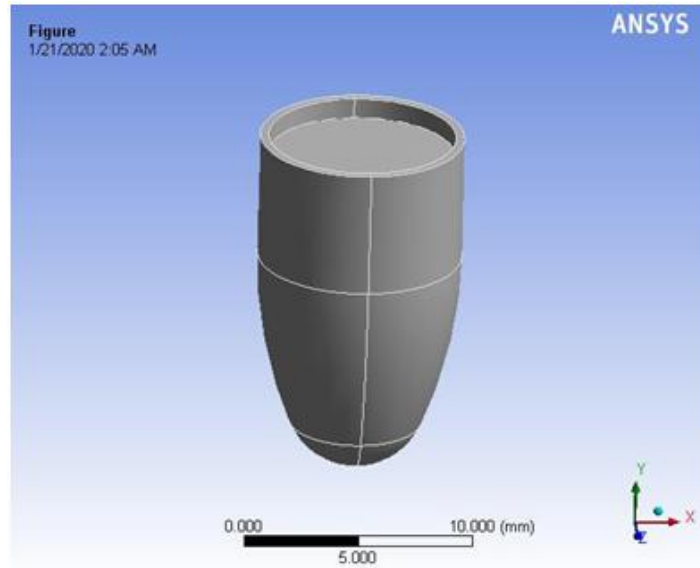
### 5.3.5.1 Dördüncü İstasyon Analiz

Gömlek yüksüğü, iç kurşun, zimba ve kalıplar katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak biçimde tüm elemanlarıyla birlikte Solidworks 2016 programında tasarlanmıştır.

Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan gömlek yüksüğü, iç kurşun, zimba ve form kalıpları için uygun malzemeler tanımlanmıştır. Ansys programında, Tetrahedrons eleman tipi, eleman sayısı 845 ve düğüm noktası sayısı 2301 olduğu halde analiz yapılmıştır.

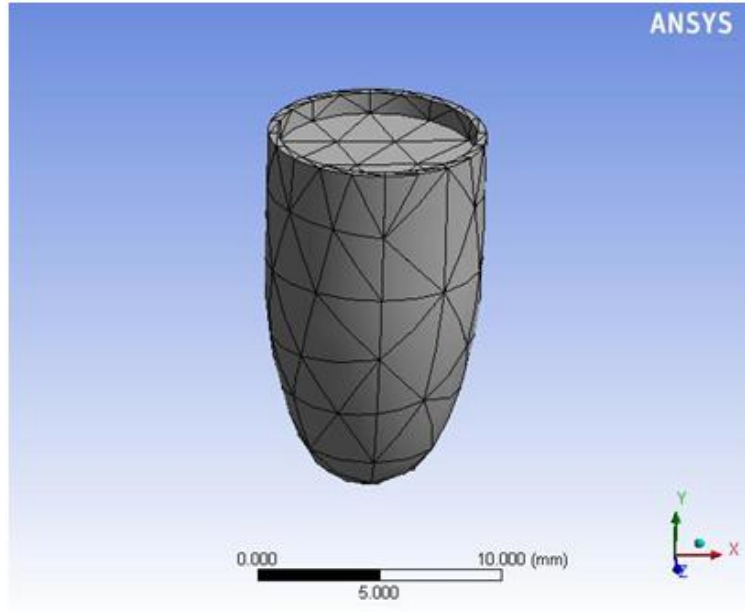
Şekillendirme analizi yapılan iç kurşun ve gömlek yüksüğünün, Static Structural modülünde, şekil değiştirme ve eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi esas alınmıştır.

Şekil 5.190'da verilen mermi çekirdeğinin 4. istasyondaki halidir. Gömlek yüksüğü 3. istasyonda gerçekleştirilen kesme işleminden sonra 4. istasyona gelmektedir. İç kurşun malzemesi ise yarı mamul olarak tezgâha gelmektedir. Bu aşamada zimba tarafından iç kurşun malzemesine baskı uygulanarak gömlek yüksüğünün ve kalıbın formunu alması sağlanmaktadır.



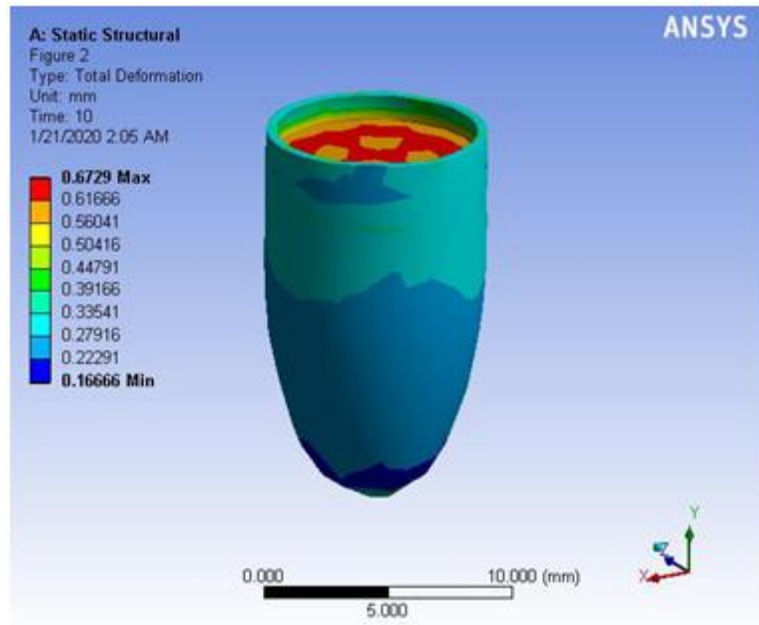
**Şekil 5.190:** Mermi çekirdeğinin 4. istasyondaki hali.

Şekil 5.191'de verilen mermi çekirdeğinin mesh işlemidir. Eleman tipi, eleman sayısı, düğüm noktası sayısı yukarıda açıklandığı gibidir.



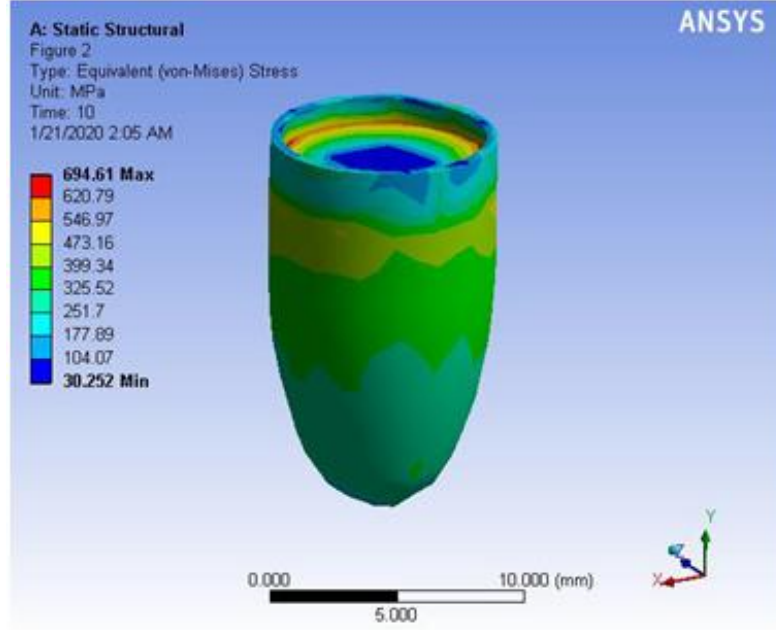
**Şekil 5.191:** Mermi çekirdeğinin 4. istasyondaki halinin mesh işlemi.

Şekil 5.192'de mermi çekirdeğinin toplam şekil değiştirme analiz sonuç görüntüsü verilmiştir. Şeklin üst kısmında iç kurşun yüzeyi üzerinde gözlenen kırmızı renkli bölge en büyük şekil değişiminin olduğu kısımdır. Kurşun kısma uygulanan baskı sonucunda form verme kalıbı ve iç kurşun arasında sıkışan gömlek yüksüğü malzemesi de çok az şekil değişimine maruz kalmıştır. Şekil değiştirme değerlerinin 0,16666-0,6729 mm aralığında olduğu belirlenmiştir.



**Şekil 5.192:** Mermi çekirdeğinin 4. istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi.

Şekil 5.193'de mermi çekirdeğinin 4. istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi görüntüsü verilmiştir. Şeklin üst kısmında iç kurşun yüzeyinde gözlenen kırmızı renkli halka şeklindeki kısım en büyük eşdeğer gerilmenin olduğu kısımdır. Eşdeğer gerilmenin en büyük değerini aldığı noktalar zımbanın, iç kurşuna baskı uygulamaya başladığı noktalar olarak belirlenmiştir. Eşdeğer gerilme değer değişiminin 30,252-694,61 MPa aralığında olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.193: Mermi çekirdeğinin 4. istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi.

### 5.3.6 Beşinci İstasyon

Bu istasyonda içerisine iç kurşun yerleştirilen çekirdek gömleğinin arka kısmında bulunan fazlalık kıvrılarak iç kurşunun atış esnasında basınç etkisiyle birlikte dışarı çıkması veya mermi çekirdeğinin arka kısmının açılması sonucu çekirdeğin hedeften sapması önlenir.

Kıvrırma işleminde kalıba yerleştirilen çekirdeğin arka kısmı kalıp tasarımı nedeniyle dışarıda kalmaktadır. Kıvrırma işlemini yapacak üst zımba iki parçadan oluşmaktadır. Üst zımbanın içerisinde bulunan yardımcı zımba içeri yerleştirilmiş olan iç kurşuna baskı uygular. Kıvrırma işlemini yapacak olan zımba ise çekirdek gömleğinin fazlalık olan kısmını içeri doğru katlar.

Yapılan bu işlemler sonucunda mermi çekirdeğinin atış esnasında açılarak hedeften sapması zorlaşır. Mermi çekirdeğinin bir sonraki istasyona geçişi sağlanır.



**Şekil 5.194:** Beşinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları.

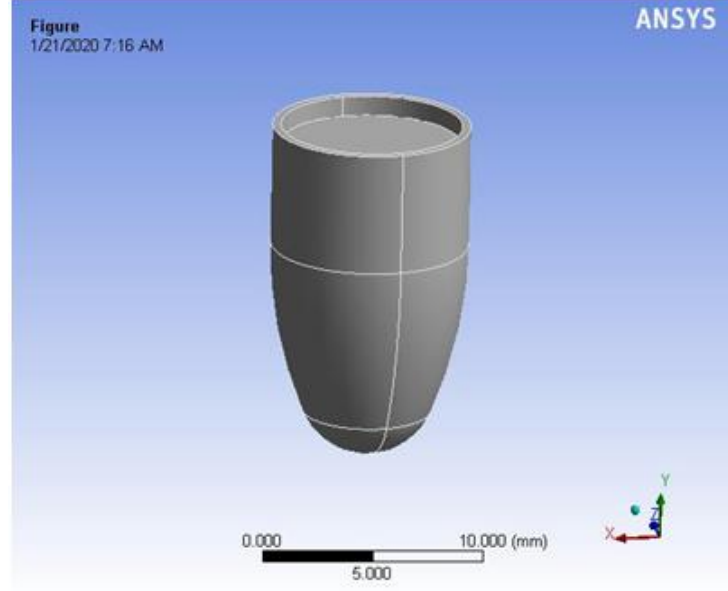
#### **5.3.6.1 Beşinci İstasyon Analiz**

Gömlek yüksüğü, iç kurşun, zımba ve kalıplar katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak biçimde tüm elemanlarıyla birlikte Solidworks 2016 programında tasarlanmıştır.

Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan gömlek yüksüğü, iç kurşun, zımba ve form kalıpları için uygun malzemeler tanımlanmıştır. Ansys programında, Tetrahedrons eleman tipi, eleman sayısı 838 ve düğüm noktası sayısı 2289 olduğu halde analiz yapılmıştır.

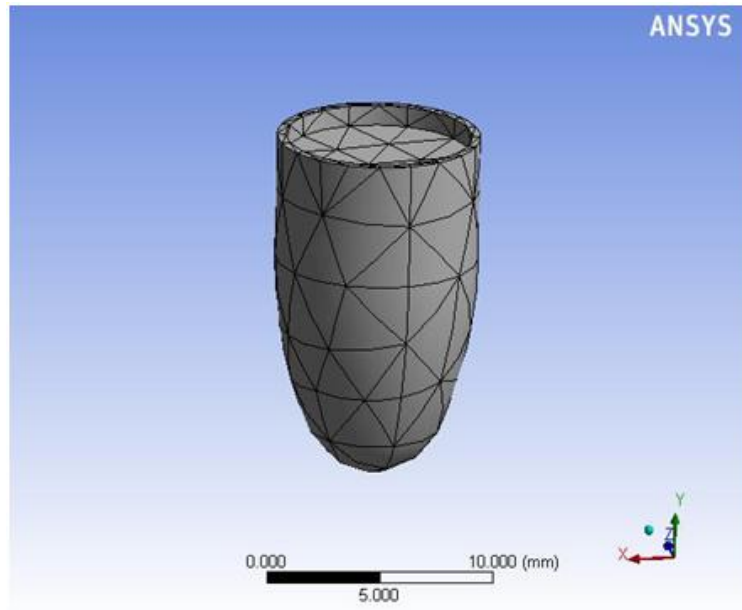
Bükme ve katlama analizi yapılan gömlek yüksüğünün, Static Structural modülünde, şekil değiştirme ve eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi esas alınmıştır.

Şekil 5.195'de verilen mermi çekirdeğinin 5. istasyondaki halidir. Gömlek yüksüğü 4. istasyonda gerçekleştirilen iç kurşun montajı ve şekillendirme işlemi sonrasında 5. istasyona gelmektedir. Bu aşamada zımba tarafından gömlek yüksüğünün arka kısmındaki fazlalık katlanarak iç kurşun malzemesinin üstüne kapatılır.



**Şekil 5.195:** Mermi çekirdeğinin 5. istasyondaki hali.

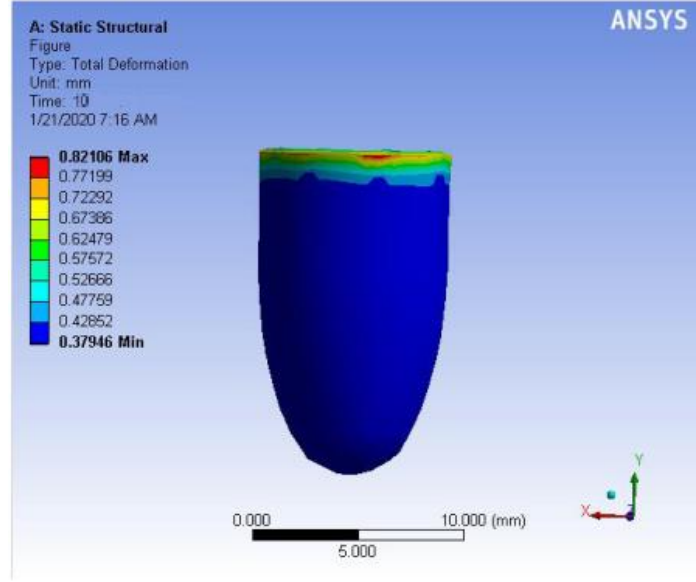
Şekil 5.196'da verilen mermi çekirdeğinin mesh işlemidir. Eleman tipi, eleman sayısı, düğüm noktası sayısı yukarıda açıklandığı gibidir.



**Şekil 5.196:** Mermi çekirdeğinin 5. istasyondaki halinin mesh işlemi.

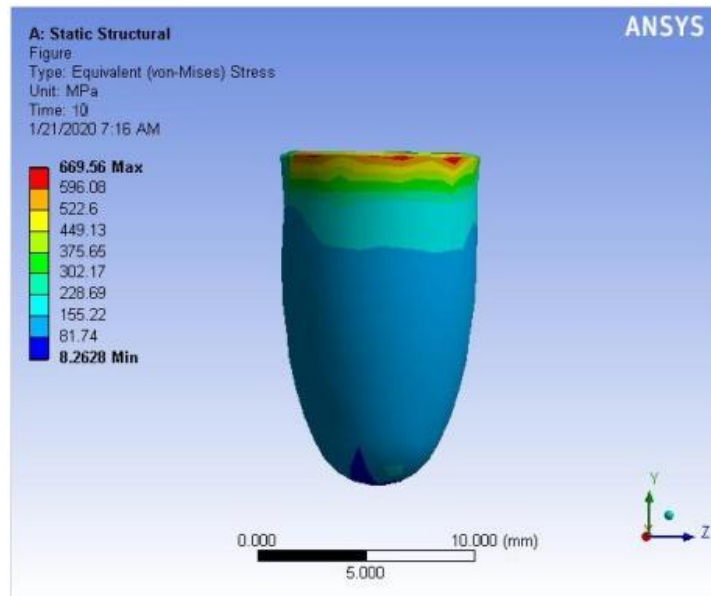


Şekil 5.197'de bükülme işlemi görmüş mermi çekirdeği gömleği toplam şekil değiştirme analiz sonuç görüntüsü verilmiştir. Şekil 5.197'de gömlek yüksüğünün üst kısmındaki kenarlarda gözlenen kırmızı renkli bölge en büyük şekil değişiminin olduğu kısımdır. Şekil değiştirme değerlerinin 0,37946-0,82106 mm aralığında olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.197: Mermi çekirdeğinin 5. istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi.

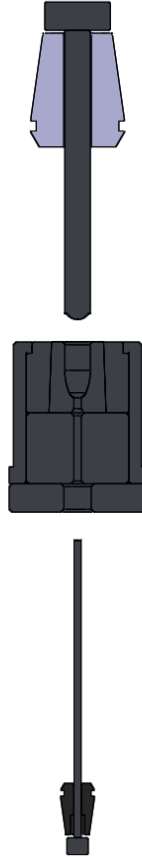
Şekil 5.198'de bükülme işlemi görmüş mermi çekirdeği gömleğinin eşdeğer gerilme (von-Mises) analizinin dış kısım görüntüsü verilmiştir. Şeklin üst kenar kısımlarında gözlenen kırmızı renkle çevrelenen bölgeler en büyük eşdeğer gerilmenin olduğu kısımlardır. Eşdeğer gerilme değer değişiminin 8,2628-669,56 MPa aralığında olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.198: Mermi çekirdeğinin 5. istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi.

### 5.3.7 Altıncı İstasyon

Bu istasyon da arka kısmı kıvrırma işlemi görmüş olan mermi çekirdeği kalıp içerisine yerleştirilerek üst zımba tarafından üzerine baskı uygulanır. Uygulanan baskı sonucunda mermi çekirdeğinin arka kısmı mühürlenir. Atış esnasında herhangi bir en ufak açılmanın dahi olmaması ve mermi çekirdeğinin hedefe istenilen şekilde gitmesi için bu işlem gerçekleştirilir. Ayrıca uygulanan baskı ile birlikte mermi çekirdeğine kalıp içerisinde son şekli verilir. Mermi çekirdeğinin nihai ölçüleri bu kalıp içerisinde uygulanan baskı sonucu elde edilir. Mermi çekirdeğinin kovan ile temas edecek olan arka kısmının düz olması sağlanır. Ayrıca iç kurşunun çekirdek gömleği içerisinde hiç boşluk kalmayacak şekilde kaplaması sağlanır.



Şekil 5.199: Altıncı istasyon kalıp ve zımba tasarımları.

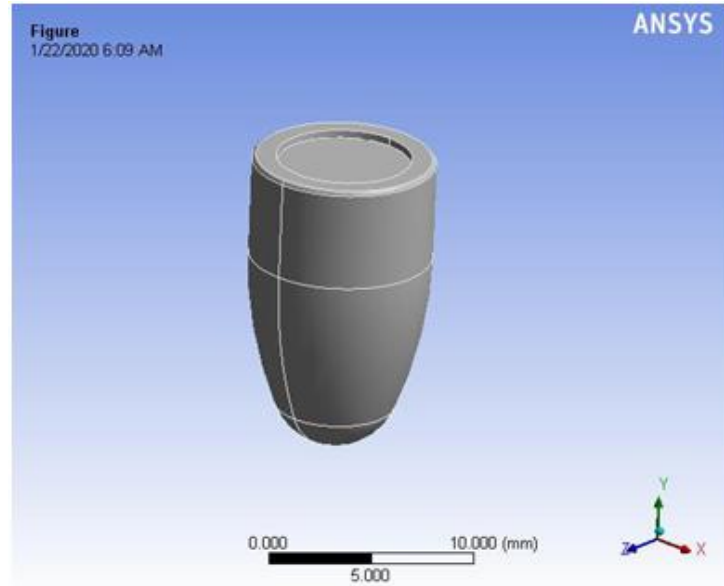
#### 5.3.7.1 Altıncı İstasyon Analiz

Gömlek yüksüğü, iç kurşun, zımba ve kalıplar katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak biçimde tüm elemanlarıyla birlikte Solidworks 2016 programında tasarlanmıştır.

Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan gömlek yüksüğü, iç kurşun, zımba ve form kalıpları için uygun malzemeler tanımlanmıştır. Ansys programında, Tetrahedrons eleman tipi, eleman sayısı 957 ve düğüm noktası sayısı 2535 olduğu halde analiz yapılmıştır.

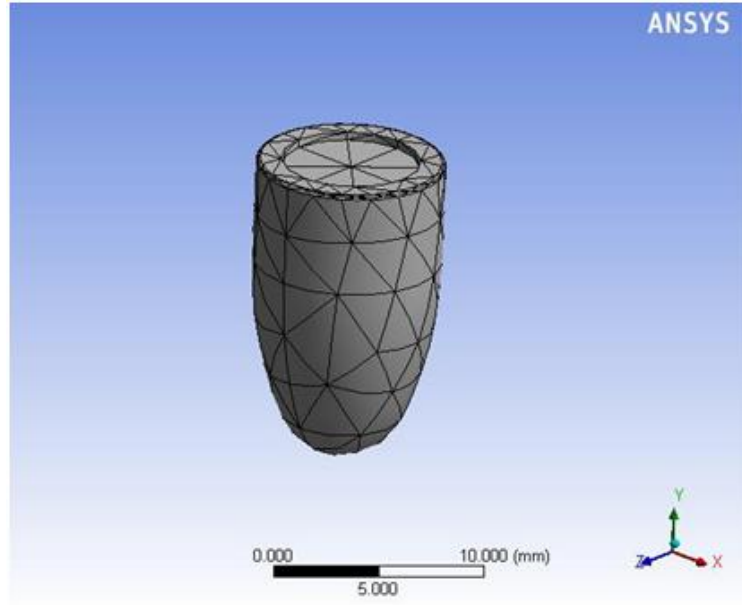
Basma analizi yapılan iç kurşun ve gömlek yüksüğünün, Static Structural modülünde, şekil değiştirme ve eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi esas alınmıştır.

Şekil 5.200'de verilen mermi çekirdeğinin 6. istasyondaki halidir. Gömlek yüksüğü 5. istasyonda gerçekleştirilen bükme veya katlama olarak adlandırılan işlemten sonra 6. istasyona gelmektedir. Bu aşamada zımba tarafından mermi çekirdeğinin arka kısmına baskı uygulanarak mermi çekirdeğinin kıvrırma yapılan kısmının atış esnasında açılması engellenmiş olur, diğer adıyla mühürleme yapılır. Ayrıca bu istasyonda uygulanan baskı sonucunda mermi çekirdeği form verme kalıbında son halini almaktadır.



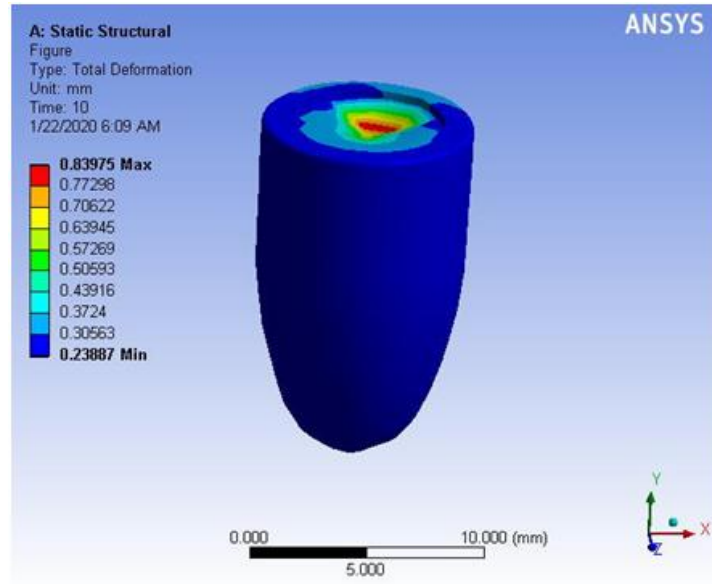
**Şekil 5.200:** Mermi çekirdeğinin 6. istasyondaki hali.

Şekil 5.201'de verilen mermi çekirdeğinin mesh işlemidir. Eleman tipi, eleman sayısı, düğüm noktası sayısı yukarıda açıklandığı gibidir.



**Şekil 5.201:** Mermi çekirdeğinin 6. istasyondaki halinin mesh işlemi.

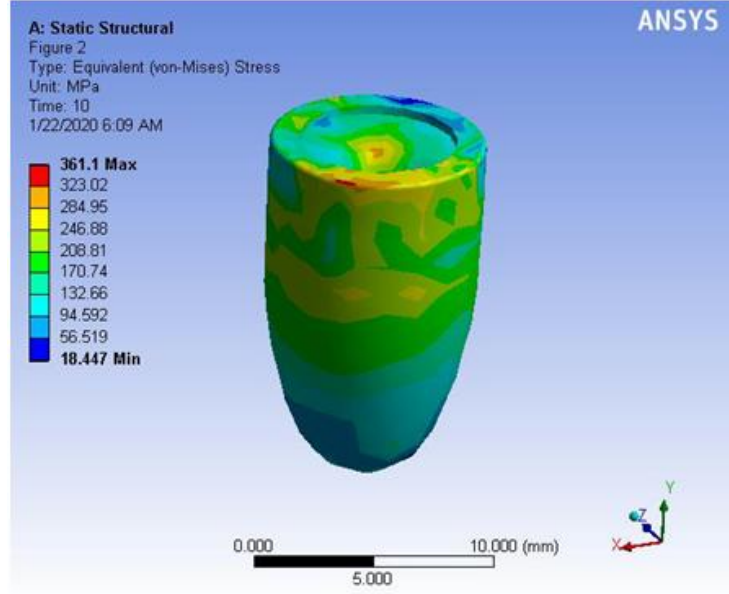
Şekil 5.202'de mühürleme ve form verme işlemi görmüş mermi çekirdeğinin toplam şekil değiştirme analiz sonuç görüntüsü verilmiştir. Şekil'de mermi çekirdeğinin arka kısmında kalan kırmızı renk ile kaplı olan kurşun yüzey şekil değiştirmenin en büyük değerini aldığı kısımlardır. Şekil değiştirme değerlerinin 0,23887-0,83975 mm aralığında olduğu belirlenmiştir.



**Şekil 5.202:** Mermi çekirdeğinin 6. istasyondaki toplam şekil değiştirme analizi.

Şekil 5.203'de mühürleme ve form verme işlemi görmüş mermi çekirdeğinin eşdeğer gerilme (von-Mises) analizinin görüntüsü verilmiştir. Şeklin üst kenar kısımlarında

gözlenen kırmızı renkle çevrelenen bölgeler, mermi çekirdeğinin üst kısmında kalan kurşun yüzey ve sarı renkle çevrelenen mermi çekirdeği gömleği yan duvarları en büyük eşdeğer gerilmelerin olduğu kısımlardır. Eşdeğer gerilme değişiminin 18,447-361,1 MPa aralığında olduğu belirlenmiştir.

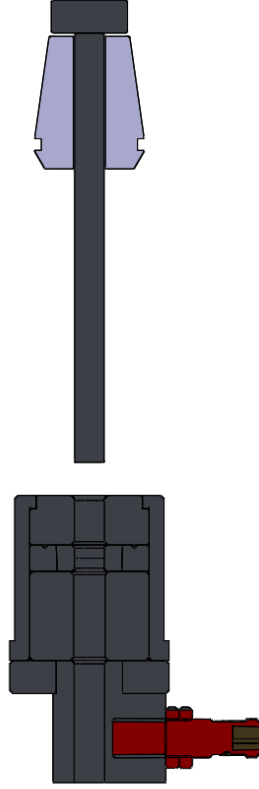


Şekil 5.203: Mermi çekirdeğinin 6. istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi.

### 5.3.8 Yedinci İstasyon

Bu istasyon kalibre istasyonu olarak adlandırılmaktadır. Üretimi gerçekleştirilen mermi çekirdeklerinin çapı, bir önceki istasyondan 0,01 mm kadar daha dar bir kalıptan geçirilerek aynı ölçüye getirilmektedir. Üretimi gerçekleştirilen mermi çekirdekleri sayıcı sensör önünden geçerek mermi çekirdeği toplama haznesine atılmaktadır.

Bu istasyon çekirdek üretimindeki son istasyondur. Kalibre işlemi tamamlanan mermi çekirdeği yıkama ünitesinde yağ alıcı ve parlatma sıvıları ile yıkandıktan sonra, mısır granülü ile kurutma işlemi gerçekleştirilir. Üretimi gerçekleştirilen mermi çekirdeği bu şekilde mermi montajı kısmında kullanıma hazır hale gelir.



**Şekil 5.204:** Yedinci istasyon kalıp ve zımba tasarımları.

#### **5.3.8.1 Yedinci İstasyon Analiz**

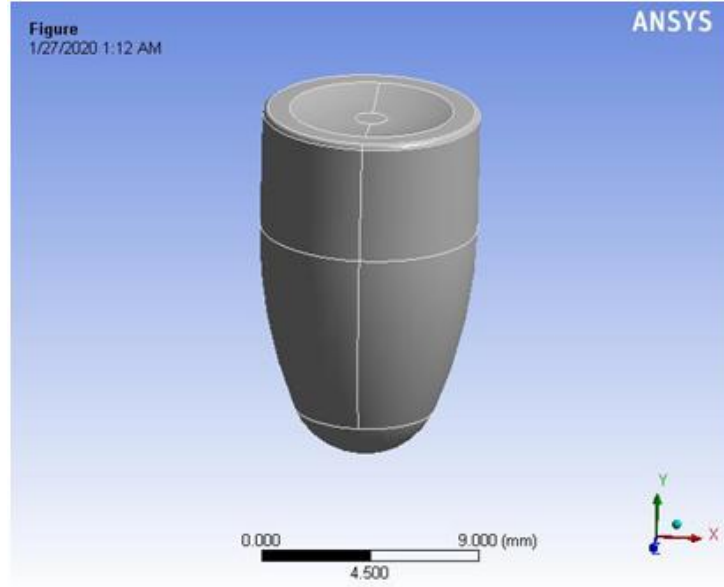
Gömlek yüksüğü, iç kurşun, zımba ve kalıplar katı model olarak çalışmasında herhangi bir problem oluşturmayacak biçimde tüm elemanlarıyla birlikte Solidworks 2016 programında tasarlanmıştır.

Solidworks 2016 programında yapılan çizimler Ansys Workbench 2019 R2 Academic programına aktarılmıştır. Aktarılan gömlek yüksüğü, iç kurşun, zımba ve kalibre kalıpları için uygun malzemeler tanımlanmıştır. Ansys programında, Tetrahedrons eleman tipi, eleman sayısı 902 ve düğüm noktası sayısı 1989 olduğu halde analiz yapılmıştır.

Kalibreleme (Mermi çekirdekleri arasındaki ufak çap farklılıklarının giderilmesi) analizi yapılan mermi çekirdeğinin, Static Structural modülünde, eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi esas alınmıştır.

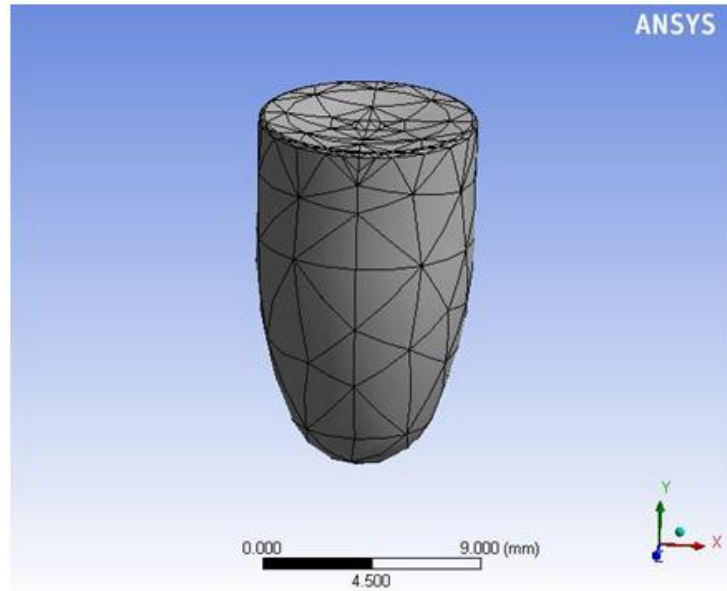
Şekil 5.205'de verilen mermi çekirdeğinin 7. istasyondaki halidir. Mermi çekirdeği 6. istasyonda gerçekleştirilen mühürleme ve form verme işleminden sonra 7. istasyona

gelmektedir. Bu aşamada kalibre kalıbından geçirilen mermi çekirdeklerinin aralarında bulunan çap farklılıkları giderilerek bütün çekirdekler aynı ölçüye getirilir.



**Şekil 5.205:** Mermi çekirdeğinin 7. istasyondaki hali.

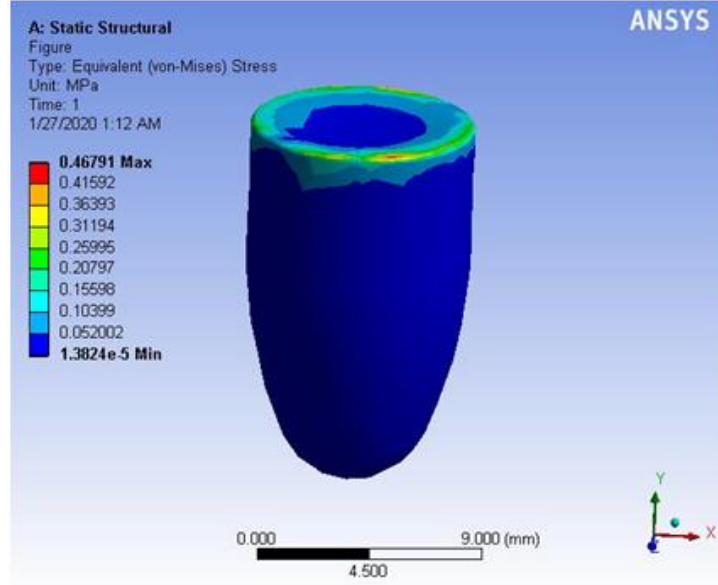
Şekil 5.206'da verilen mermi çekirdeğinin mesh işlemidir. Eleman tipi, eleman sayısı, düğüm noktası sayısı yukarıda açıklandığı gibidir.



**Şekil 5.206:** Mermi çekirdeğinin 7. istasyondaki halinin mesh işlemi.

Şekil 5.207'de kalibreleme işlemi görmüş mermi çekirdeğinin eşdeğer gerilme (von-Mises) analizinin görüntüsü verilmiştir. Şeklin üst kenar kısımlarının bir önceki istasyondaki baskı sonucu çaplarında mikron mertebesinde artış gerçekleşmiştir. Bu istasyonda kalibreleme

kalıbı sayesinde kırmızı ile çevrelenen bölgelerde artış giderilmiştir. Şekil'de mermi çekirdeğinin üst kenarlarında kalibre kalıbı tarafından müdahale edilen kırmızı renk ile çevrelenen bölgeler eşdeğer gerilmenin en büyük değerini aldığı noktalardır. Eşdeğer gerilme değişiminin 0,000013824-0,46791 MPa aralığında olduğu belirlenmiştir.



Şekil 5.207: Mermi çekirdeğinin 7. istasyondaki eşdeğer gerilme (von-Mises) analizi.



## 6. SONUÇ VE ÖNERİLER

### 6.1 Sonuçlar

Bu yüksek lisans tez çalışmasında kronolojik olarak günümüze kadar gelişerek varlığını sürdüren ateşli silah sistemleri ve bu sistemlerde kullanılan mühimmatlar hakkında araştırmalar yapılmıştır. Barutun icadı ve bu olayın sonucunda yüzyıllar içerisinde savaş teknolojilerinde meydana gelen gelişmeler incelenmiş ve açıklanmıştır.

Devamında 1700'lü yılların ortasından sonra başlayan sanayileşme mühimmat üretim alanında da kendini göstermiştir. Mühimmat üretim ekipmanlarının imalatını üstlenen şirketler ve tarihsel süreç içerisinde bu şirketlerin gelişimi incelenmiştir. Bu bölümde en önemli nokta olan bu şirketler tarafından imal edilen mühimmat üretim ekipmanlarının gelişimi incelenmiştir. Tez çalışmasındaki konumuzun mermi çekirdeği üreten transfer presler olması sebebiyle bu makinelere incelemelerde ağırlık verilmiştir.

Tez çalışmasının bir diğer bölümünde ise fişekler incelenmiştir. Bir fişegi oluşturan bileşenler ayrıntılı bir şekilde incelenmiş ve bu bileşenler hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca bu kısımda fişek çeşitleri incelenmiştir. Ancak tüm fişek çeşitlerini tez kapsamında incelemek mümkün değildir. Bu nedenle Nato standartlarında Dünya üzerinde çoğu ülke tarafından kabul gören ve bu ülkeler tarafından kullanılan fişek tiplerine odaklanılmıştır. Bu fişek tiplerinin Nato standartlarında belirtilen ve sahip olması gereken özellikleri ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. Nato standartları dışında bulunan ancak birçok ülke tarafından yaygın bir şekilde kullanılmakta olan Rusya tarafından standardı belirlenen 7.62x39 mm fişekten de bu kısımda bahsedilmiştir.

Tasarım aşamasına geçilmeden önce mekanik presler üzerinde literatür çalışmaları yapılmıştır. Tasarım ve analiz çalışmaları için öncelikle mermi çekirdeği transfer presi tüm elemanlarıyla birlikte tasarlanmıştır. Gövde tasarımı yapılan transfer presin tasarım aşamasından sonra Ansys Workbench Academic 2019 R2 programı üzerinde gövde analizi yapılmıştır. Gövde analizinde, ilk olarak St 52 malzemesi oluşturulan katı modele atanmış ve yüke maruz kalan alanlara uygun yükleme şartları altında ve kuvvet değerlerinin girişinin yapılmasıyla gerilmenin ve yer değiştirmenin olduğu bölgeler değerleri ile birlikte başarılı bir şekilde belirlenmiş ve şekiller üzerinde açık bir şekilde gösterilmiştir. Ayrıca yapılan pres gövdesi analizi sonucunda en az 3 olarak belirlenen emniyet katsayısı

üzerinden, emniyetli sonuçlar elde edilmiştir. Tasarımı gerçekleştirilen prese ait motor gücünün, volan ağırlık, boyutlarının ve motor kasnağı ile volan arasında bağlantı oluşturacak olan kayış hesapları yapılmıştır. Eksantrik mil ve eksantrik milin yataklamasının yapıldığı radyal kaymalı yataklara ait hesaplamalar malzeme seçimleri ile bu çalışma kapsamında başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir. Presin çalışması esnasında değişken yüklere maruz kalan biyel kolları için maruz kaldıkları basma kuvvetinin oluşturduğu etkinin, çekme kuvvetinin oluşturduğu etkiye göre daha önemli olduğu öngörülmüştür. Bunun sonucunda biyel kolları Ansys Workbench Academic 2019 R2 programında uygun malzeme atanarak analiz yapılmıştır. Yapılan analiz sonucu gerilme ve toplam şekil değiştirmenin maksimum olduğu bölgeler belirlenmiştir. Yapılan analizler sonucunda biyel kolları için 4 olarak belirlenen emniyet katsayısının üzerinde değerler elde edilerek sistemin güvenli olduğu pres gövdesinde olduğu gibi ispatlanmıştır.

Üst zımba tutucu blok ve alt blok gibi ana elemanlar içerisinde sayılan bölümlerin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Üst zımba tutucu blok ve alt blok da yüksek darbe dayanımına sahip olması sebebiyle GGG 60 malzeme seçilmiştir. Transfer presde en önemli görevlerden olan istasyonlar arasında transfer işlemini gerçekleştiren “transfer bar” adı verilen elemanın tasarımı birçok alt elemanın montaj işlemiyle gerçekleştirildi. Ayrıca bu aşamada transfer barın kontrol sistemi belirlenmiştir. Ham madde besleme kamları, transfer bar hareket kamı ve çıkarıcı zımba tutucu blok kamlarına ait tasarımlar, presin çalışma düzenini belirleyen hareket diyagramı göz önünde bulundurularak, başarılı bir şekilde yapılmıştır. Transfer presde hareketin çevrim oranının değiştirilmeden üst kısımda bulunan eksantrik milden alt kısımda bulunan yatay kardan miline aktarılmasında görev alan dişli kutularının hesapları ve yapılan hesaplar doğrultusunda tasarımları gerçekleştirilmiştir. Hareket aktarımında kullanılan yatay ve dikey kardan millerinin burulmaya ve eğilmeye karşı hesapları yapılmıştır. Kardan millerinin yapılan tasarımları ve imalatında kullanılan malzemeler göz önünde bulundurularak emniyet katsayıları hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen değerler belirlenen emniyet katsayısının üstünde çıkmış ve kardan millerinin güvenli olduğu ispatlanmıştır. Alt bloğun hareketinde görev alan yatay kardan milinin yataklanmasında kullanılan radyal kaymalı yatakların hesapları malzeme seçimleriyle birlikte başarılı bir şekilde yapılmıştır. Ayrıca yatay kardan milinden, besleme kam miline hareket aktarımında kullanılan zincir dişli sistemine ait hesaplamalar ve hesaplamalar sonucunda zincir ve zincir dişlisi seçimleri yapılmıştır.

Transfer presde mermi çekirdeği üretim prosesi, her istasyonda yapılan form verme işlemleri detaylı bir şekilde açıklanmıştır. İstasyonlarda yapılan derin çekme, kesme ve bükme işlemleri ile ilgili açıklamalar yapılmıştır. Bu işlemlerin yapıldığı istasyonlarda üretim esnasında yaşanabilecek sorunlar hakkında bilgiler verilmiştir. Her istasyon için yapılan zimba ve kalıp tasarımlarının çalıştığına ispatlanması amacıyla Ansys programı üzerinde doğru veri girişleri ve malzeme tanımlarıyla simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda tasarımların doğruluğu ispatlanmıştır. Ayrıca mermi çekirdeğinin üretim aşamasında ham madde ve yarı mamuller üzerinde meydana gelen gerilme ve şekil değiştirme değerleri elde edilmiştir. Gerilme ve şekil değiştirmenin meydana geldiği bölgeler, bilgisayar destekli analiz resimlerinde açık şekilde görüleceği gibi sayısal ve bölgesel olarak birbirleriyle uyumludur.

## 6.2 Öneriler

Tez çalışmasında bilgisayar destekli tasarım ve analiz çalışmaları yapılmıştır. Ayrıca pres elemanlarının tasarımında teorik hesaplamalar ve bu hesaplamalar sonucunda bazı uygun makine elemanlarının seçimleri gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışmasından sonra elde edilen tasarım ve hesap verileri kullanılarak pres gövde imalatı yeni bir çalışma olabilir. İmalat sürecinde tez kapsamında yapılan analizler ile gerçek ortamda yapılan deneysel veriler karşılaştırılabilir. İmalat sürecinde eksantrik pres imalatında tecrübeli kişi veya kuruluşlarla hareket edilmelidir. Bu şekilde imalat kısmında ortaya çıkabilecek problemler öngörülerek bu problemlerin oluşmaması için önlemler alınabilir.

Bu yüksek lisans tezi kapsamında 9x19 mm mermi çekirdeğinin imalatı için gerekli olan zimba, kalıp ve yardımcı elemanların tasarımları yapılmıştır. İlk imal edilecek olan transfer pres 9x19 mm mermi çekirdeği üretimi için imal edilmelidir. İmalat konusunda ve mermi çekirdeği üretimi konusunda tecrübe kazanıldıktan sonra 5.56x45 mm, 7.62x51 mm ve 7.62x39 mm başta olmak üzere daha stratejik olan kalibreler için zimba, kalıp ve yardımcı elemanların tasarımları yapılmalı ve hızlı bir şekilde bu kalibrelerin mermi çekirdeklerinin üretimi için harekete geçilmelidir. Sonraki süreçte bu kalibrelerin üretim aşamalarında deneyim kazanılmalıdır.

Presler imal edilip, çalıştırılmaya başlandıktan sonraki süreçte presin çalışması takip edilmelidir. Makinede hatalardan meydana gelen duruşlar belirlenmeli ve bu noktalarda ilave edilebilirse elektronik ve yazılımsal otomatik kontrol düşünülerek tüm sistemin

senkronize çalışabileceği bir yapı haline getirilebilmesi için gerekli revizyonlar yapılabilir. Ayrıca gelişen teknolojiyle birlikte transfer presde mekanik ve imalatta kullanılan malzemeler bakımından da değişiklikler yapılabilir. Otomasyon ve kontrol ilavesi ile birbirinden bağımsız olarak tahrik edilen ve birbiriyle senkronize şekilde hareket edebilen sistemlerin tasarımları sayesinde transfer presin mekanik otomat olan yapısı mekatronik dönüşüm ile farklı bir seviyeye çıkarılabilir.

## 7. KAYNAKLAR

- [1] J. Smith, "A brief history of gunpowder," Pacific Northwest, USA, Haziran.7, 2017.[Online]. Erişim adresi: <https://gunbelts.com/blog/history-of-gunpowder/>
- [2] K. Chase, *Firearms, A global history to 1700*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2003.
- [3] J. Needham, *Science and civilisation in China V:7, The Gunpowder Epic*. Cambridge, U.K.: Cambridge University Press, 1986.
- [4] M. Ekinci, "1600-1900 arası batı ve Osmanlı silahların gelişimi," Yüksek lisans tezi, Arel Üniversitesi, İstanbul, 2018.
- [5] Turaç Dış Ticaret LTD. ŐTİ. "Barutlar". <http://www.turac.com.tr/tr/Malzemeler/Detay/6/barutlar>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [6] T. Davis, *The Chemistry of powder and explosives*. Boston, Massachusetts: Angriff Press, 1943.
- [7] Bilgi Ustam. "Tarihin akışını değiştiren silahlar". <https://www.bilgiustam.com/tarihin-akisini-degistiren-silahlar/>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [8] K. Kyesser, "Hand cannon being fired from a stand," illustration from the Bellifortis manuscript, Göttingen, Germany: Göttingen State and University library, 1400.
- [9] Wikizero. "Hava savunma savaşı". [https://www.wikizero.com/tr/Hava\\_savunma\\_sava%C5%9F%C4%B1](https://www.wikizero.com/tr/Hava_savunma_sava%C5%9F%C4%B1). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [10] Midwayusa. "Traditions Kentucky muzzle loading pistol 50 caliber percussion 10" blued barrel". <https://www.midwayusa.com/product/1015808615>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [11] Christie's. "A matchlock pistol and a rare doran, Edo period". <https://www.christies.com/lotfinder/Lot/a-matchlock-pistol-and-a-rare-doran-5438273-details.aspx>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [12] J. H. Dillon, "The Sodium Rhodizonate test: A chemically spesific chromophoric test for lead in gunshot residues, *AFTE Journal*," USA, 1990.
- [13] Jandarma Genel Komutanlığı, "Kriminalistik ve Narkotik, Jandarma Basım Evi," Ankara, 1996.

- [14] Bilgi Ustam. “Tabancanın icadı ve tarihsel gelişimi”. <https://www.bilgiustam.com/tabancanin-icadi-ve-tarihsel-gelisimi/>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [15] Metmuseum. “Colt model 1851 navy percussion revolver, serial no.2”. <https://www.metmuseum.org/art/collection/search/24855>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [16] Wikipedia. “Ordnance Luger pistol of the Army of the Third Reich”. [https://en.wikipedia.org/wiki/File:Luger\\_IMG\\_6768-retouched.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/File:Luger_IMG_6768-retouched.jpg). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [17] Legacy Collectibles. “Mauser C96 Broomhandle, Red 9”. <https://www.legacy-collectibles.com/catalogsearch/result/?q=hand+guns+mauser+c96+broomhandle+red+9+matching+stock>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [18] Wikipedia. “Webley and Scott Mk. VI. Caliber .445 collection Paul Regnier”. [https://tr.wikipedia.org/wiki/Webley\\_Revolver#/media/Dosya:Webley\\_IMG\\_6789.jpg](https://tr.wikipedia.org/wiki/Webley_Revolver#/media/Dosya:Webley_IMG_6789.jpg). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [19] Wikipedia. “Handgun exhibited in the National World War I Museum at the Liberty Memorial”. [https://en.wikipedia.org/wiki/Mod%C3%A8le\\_1892\\_revolver#/media/File:France\\_service\\_revolver,\\_Model\\_1892,\\_8\\_mm\\_National\\_World\\_War\\_I\\_Museum\\_-\\_Kansas\\_City,\\_MO\\_-\\_DSC07474-white.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/Mod%C3%A8le_1892_revolver#/media/File:France_service_revolver,_Model_1892,_8_mm_National_World_War_I_Museum_-_Kansas_City,_MO_-_DSC07474-white.jpg). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [20] Wikipedia. “A FN Model 1903 pistol from the collections of the Swedish Army Museum”. [https://tr.wikipedia.org/wiki/FN\\_Browning\\_M1903#/media/Dosya:FN\\_Model\\_1903\\_002\\_\(cropped\).jpg](https://tr.wikipedia.org/wiki/FN_Browning_M1903#/media/Dosya:FN_Model_1903_002_(cropped).jpg). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [21] Revivaler. “Steyr model 1912”. <https://revivaler.com/steyr-model-1912/>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [22] Gundigest. “Early commercial Colt 1911 Government Model”. <https://gundigest.com/handguns/colt-1911-government-model-and-beyond>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [23] Wikipedia. “İngiliz yapımı bir alaybozan tüfeği”. [https://tr.wikipedia.org/wiki/Alaybozan#/media/Dosya:English\\_flintlock\\_blunderbuss.jpeg](https://tr.wikipedia.org/wiki/Alaybozan#/media/Dosya:English_flintlock_blunderbuss.jpeg). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.

- [24] Wikipedia. “AK-47”.  
<https://tr.wikipedia.org/wiki/T%C3%BCfek#/media/Dosya:AK47.jpg>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [25] Y. Alim, “Aynı marka farklı seri numaralı tabancalarda çıkan mermi çekirdeğinin hangi tabancaya ait olduğunun saptanması için yapılan balistik analizler,” Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Marmara Üniversitesi, İstanbul, 2009.
- [26] Oldammo. “.577 Snider shot cartridges”.  
<https://www.oldammo.com/january07.htm>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [27] Oldammo. “A closer look at the .46 Remington rim fires”.  
<https://www.oldammo.com/july11.htm>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [28] Wikipedia. “.577 Snider cartridge(1867), .577/450 Martini-Henry cartridge(1871), .303 British Mk VII SAA Ball cartridge”.  
[https://en.wikipedia.org/wiki/Cartridge\\_\(firearms\)#/media/File:Snider-Martini-Enfield\\_Cartridges.JPG](https://en.wikipedia.org/wiki/Cartridge_(firearms)#/media/File:Snider-Martini-Enfield_Cartridges.JPG). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [29] D. T. Hamilton, *Cartridge manufacture; a treatise covering the manufacture of rifle cartridge cases, bullets, powders, primers and cartridge clips, and the designing and making of the tools used in connection with the production of cartridge cases and bullets*. New York, NY, USA: The Industrial press, 1916.
- [30] B. R. Lewis, *Small arms ammunition at the international exposition*. Philadelphia, 1876. Washington, D.C., USA: Smithsonian Institution press, 1972.
- [31] H. C. Thomson and L. Mayo, *The ordnance department: Procurement and supply*. Washington, D.C., USA: Center of military history United States Army, 1991.
- [32] *Nato Standard. AEP-97. Multi Calibre Manual of Proof and Inspection (M-CMOPI) for NATO Small Arms Ammunition*, NATO Standardization Office, Brussels, 2004.
- [33] A. Söylemez, *Kriminalistik*. İstanbul: Haşmet matbası, 1977.
- [34] P. R. D. Forest, R. E. Gaensslen and H. C. Lee, *Forensic Science: An introduction to criminalistics*. New York, USA: McGraw-Hill Companies, 1983.
- [35] S. Andreas, “Application for transfer press having a C-shaped ram,” Germany patent and trade mark office 201827040078, Oct.24, 2018.
- [36] G. B. Lamb, “C-type multi station transfer press,” USA Patent Office US814054, Mar. 6, 1906.

- [37] A. Fındık, "Mekanik sac şekillendirme pres tasarımında sistematik konstrüksiyon ve sonlu elemanlar yöntemlerinin kullanımı," Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniv., İstanbul, 2004.
- [38] B. N. Khichadia and D. M. Chaukan, "A review on design and analysis of mechanical press frame," Master's thesis, Dept. Mechanical Eng., RK University, Rajkot, Gujarat, India, 2014.
- [39] W. Dao Hui, "Giant forging presses transfer and control of structural load evenly," Ph.D. dissertation, Dept. Mechanical Eng., Central South University, Ann Arbor, USA, 2011.
- [40] O. Yağbasan, "C tipi bir pres gövdesinin sonlu elemanlar yöntemi ile analizi," Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir Osmangazi Üniv., Eskişehir, 2010.
- [41] F. C. Babalık, *Makine elemanları ve konstrüksiyon örnekleri*. Bursa: Nobel yayınevi, 2006.
- [42] M. S. Çakmak, *Volan ve volan hesapları*. İstanbul: Yıldız Teknik Üniv. Yayınları, 1993.
- [43] F. M. Botsalı, *Teori ve problemlerle makina dinamiği*. Ankara: Nobel yayınevi, 2006.
- [44] A. C. Ugural, *Mechanical design of machine components*. New York, NY, USA: Taylor&Francis CRC Press, 2016.
- [45] H. Erdem, "Eksantrik pres milinde gerilme analizleri ömür ve güvenilirlik değerlendirmeleri," Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yıldız Teknik Üniv., İstanbul, 2007.
- [46] E. Rusinski, P. Harnatkiewicz, G. Przybyłek and P. Moczko, "Analysis of the fatigue fractures in the eccentric press shaft," *Solid State Phenomena*, vol. 165, pp. 321-329, Jun. 2010.
- [47] Z. Jun Jie, "Research for the system of eccentric shaft based on Ansys," Master's thesis, Dept. Mechanical Eng., Wuhan University, China, 2009.
- [48] *Metal Forming Handbook*, Schuler GmbH., Göppingen, Germany, 1998.
- [49] F. C. Babalık, K. Çavdar, N. Gerger, F. Karpat ve N. Kıraç, *Makine elemanları çözümlü problem kitabı*. Bursa, Türkiye: Dora Yayınevi, 2009.
- [50] C. Kurbanoglu, *Makine elemanları: Teori, Konstrüksiyon ve problemler*. Ankara, Türkiye: Nobel Yayınevi, 2011.



- [51] T. Özdemir, “Motor biyel kolunun baş kısmının kırılmasının sonlu elemanlar yöntemi ile nümerik analizi üzerine bir çalışma,” Doktora tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir Üniv., Balıkesir, 2013.
- [52] F. Hamza, H. Abderazek, S. Lakhdar, D. Ferhat and A. R. Yıldız, “Optimum design of cam-roller follower mechanism using a new evolutionary algorithm,” *The International Journal of Advanced Manufacturing Tech.*, vol. 99, pp. 1267-1282, Aug. 2018.
- [53] B. Uzunoğlu, “Kardan şaftının geometrik modellenmesi ve sonlu elemanlar analizi,” Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniv., İstanbul, 2006.
- [54] M. Uçar, “Kardan kaplinlerinde hasara etki eden faktörler ve alınması gereken tedbirler,” *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, cilt 5, no. 2-3, sayfa 1033-1039, Eylül 1999.
- [55] E. Kahraman, “Sac metal malzemelerin kalıpta kesilebilme özelliklerine kesme boşluğunun etkisi,” Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2006.
- [56] İ. Bakşıyev ve B. Selçuk, *Makina Elemanları Problemleri*. Ankara: Nobel yayınevi, 2012.
- [57] S. Yalcin, “Analysis and modeling of plastic wrinkling in deep drawing,” Master's thesis, Dept. Mechanical Eng., Middle East Tech. Univ., Ankara, 2010.
- [58] C. L. Cheng, “Mechanical and microstructural characterization of copper microsamples after cold drawing,” Master's thesis, Dept. Mechanical Eng., University of Maryland Baltimore County, Baltimore, USA, 2008.
- [59] B. Yıldız, “Derin çekme işleminde kalıp tasarımının sonlu elemanlar yöntemi ile optimizasyonu,” Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Dicle Üniversitesi, Diyarbakır, 2017.
- [60] S. Mutlu, “Progresif kalıplarda derin çekme otomasyonu,” Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trakya Üniversitesi, Edirne, 2006.
- [61] M. O. Traş, “Yapay sinir ağları kullanılarak kesme kalıplarındaki çapak ve kesme düzlüğünün tahmini,” Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Üniversitesi, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2007.
- [62] T. Yılmaz, “Kalıpcılık, sac metal kesme kalıp tasarımı ve gerilme analizi,” Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Aksaray Üniversitesi, Aksaray, 2014.

- [63] A. Hildenbrand, "Mechanism for feeding and orienting elongated workpieces," Justia Patents 4154329, May. 15, 1979.
- [64] The Bliss. "The history of Bliss clearing Niagara incorporated". [https://blissmunitions.com/wpcontent/uploads/2018/10/Bliss\\_Defense\\_Complete\\_final\\_reduced.pdf](https://blissmunitions.com/wpcontent/uploads/2018/10/Bliss_Defense_Complete_final_reduced.pdf). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [65] Fritz Werner. "Leading ammunition manufacturing technology". <https://www.fritz-werner.com/about-us>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [66] University of Connecticut. "A guide to the Farrel Company records". <https://archives.lib.uconn.edu/islandora/object/20002%3A860133177>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [67] Manurhin Group. "History of the company". <http://www.manurhin-group.com/en/company/history>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [68] F.A.S.T. "Kaliber". <https://fast-online.de/waffenkunde/kaliber/>. Erişim tarihi: 1 Mart 2020.
- [69] Etxfirearms. "Hornady unprimed brass cases". <https://www.etxfirearms.com/parts-gear/reloading-equipment/hornady-unprimed-brass-cases-44-remington-magnum-47>. Erişim tarihi: 1 Mart 2020.
- [70] Ruag. "Projectiles". <https://www.ruag.com/en/products-services/land/ammunition-components-industry/components-ammunition-manufacture/projectiles>. Erişim tarihi: 1 Mart 2020.
- [71] Hi-Tech Ammunition. ".30 caliber carbine 110 gr. total metal jacket". <https://hi-techammo.com/products/30-caliber-carbine-110-gr-total-metaljacket?variant=1070029953>. Erişim tarihi: 1 Mart 2020.
- [72] Pew Pew Tactical. "Hollow points vs. Full metal jacket ammo". <https://www.pewpewtactical.com/hollow-points-vs-full-metal-jacket-ammo/>. Erişim tarihi: 1 Mart 2020.
- [73] Bob's Bullets. ".223 Rem 55gn. FMJ Bullets". <https://223bulkbullets.com/product/223-rem-55-gn-fmj-bullets-1000-count/>. Erişim tarihi: 22 Mart 2020.
- [74] Midwayusa. "Winchester bullets 38 super 130 grain full metal jacket flat nose". <https://www.midwayusa.com/product/1390153323>. Erişim tarihi: 22 Mart 2020.
- [75] Mike on gun safety. "Hollow point bullets". <http://mikeongunsafety.com/why-i-carry-hollow-point-bullets/>. Erişim tarihi: 22 Mart 2020.

- [76] Armscor. “Primers”. <https://armscor.com/ammo/components/>. Erişim tarihi: 5 Mart 2020.
- [77] Denel PMP. “Berdan military primers”. [www.pmp.co.za/products/detonics](http://www.pmp.co.za/products/detonics). Erişim tarihi: 5 Mart 2020.
- [78] Sidoma Av. “MKE 9x19 Parabellum tabanca mermisi”. <https://www.sidomaav.com/mke-9-mm-9x19-parabellum-tabanca-mermisi-9-mm>. Erişim tarihi: 6 Mart 2020.
- [79] F. C. Barnes, *Cartridges of the world 11th. Edition*. USA: Gun Digest books, 2006.
- [80] Wikipedia. “GP 90 ammunition for assault rifle SIG 550”. [https://en.wikipedia.org/wiki/5.56%C3%9745mm\\_NATO#/media/File:GP90.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/5.56%C3%9745mm_NATO#/media/File:GP90.jpg). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [81] Fedarm. “7.62x51(.308 Win) 147 grain FMJ lead core M80 ball ammunition”. <https://fedarm.com/product/7-62x51-308-win-147-grain-fmj-lead-core-m80-ball-ammunition/>. Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [82] Wikipedia. “The .50 BMG cartridge”. [https://en.wikipedia.org/wiki/.50\\_BMG#/media/File:M2Round.jpg](https://en.wikipedia.org/wiki/.50_BMG#/media/File:M2Round.jpg). Erişim tarihi: 9 Mart 2020.
- [83] Kalıpları test etme, Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, Tek. kod. 521MMI651, 2012.
- [84] Tunç Makina. “C tipi mekanik presler”. [www.tuncmakina.com.tr/c\\_tipi\\_mekanik\\_pres\\_60\\_ton.asp](http://www.tuncmakina.com.tr/c_tipi_mekanik_pres_60_ton.asp). Erişim tarihi: 6 Mart 2020.
- [85] B. Ağca, “Mekanik ve hidrolik preslerin çalışma prensibi ve iş sağlığı ve güvenliği yönünden incelenmesi,” Çalışma ve Sosyal Güvenlik Bakanlığı, Ankara, 2013.
- [86] Teknokampus. “Elektrik motoru”. <https://teknokampus.net/elektrik-motoru/>. Erişim tarihi: 8 Eylül 2019.
- [87] Pneumatically actuated clutch/brake combination., Ortlinghaus-Werke GmbH., Wermelskirchen, Germany, 2012.
- [88] Festo. “Şartlandırıcı ünite kombinasyonları”. [https://www.festo.com/cat/tr\\_tr/products\\_MSB6](https://www.festo.com/cat/tr_tr/products_MSB6). Erişim tarihi: 27 Mart 2020.
- [89] Bursa Coşkunöz Eğitim Vakfı, Bursa, Türkiye. Pnömatik sistemlerde şartlandırıcı; filtre, regülatör, yağlayıcı (Temmuz.10.2013). Erişim tarihi: Eylül.16, 2019.[Online video]. <https://www.youtube.com/watch?v=KwtNDUFn2IE>.

- [90] IMI Precision Engineering. “XSZ 32 Cad Model”.  
cadresources.norgren.com/default.asp?lang=english&model=XSz. Erişim tarihi: 17 Temmuz 2019.
- [91] Emka Teknik. “Pres emniyet valfleri”.  
http://www.emkateknik.com/index.php?option=com\_content&view=article&id=291&Itemid=588. Erişim tarihi: 17 Temmuz 2019.
- [92] Grabcad. “Pneumatic clutch-brake unit”.  
https://grabcad.com/library/goizper-pneumatic-clutch-brake-unit-1. Erişim tarihi: 20 Temmuz 2019.
- [93] V. Temiz. Kaymalı yataklar[Online]. Erişim:  
https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Kaymali%20yataklar.pdf.
- [94] V. Temiz. Hidrostatik yataklar[Online]. Erişim:  
https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Hidrostatik%20yataklar.pdf.
- [95] M. G. Kutay. Rulman ve kaygan yataklar[Online]. Erişim: http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/11\_yataklar\_2010\_10.pdf.
- [96] G. Fang, P. Zeng and L. Lou, “Finite element simulation of the effect of clearance on the forming quality in the blanking process,” *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 122, pp. 249-254, 2002.
- [97] Hareket ve kuvvet iletme elemanları, Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, Tek. kod. 521MMI176, 2011.
- [98] V. Temiz. Elastik bağlantılar yaylar[Online]. Erişim:  
https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Yaylar.pdf.
- [99] M. G. Kutay. Dişli çarklar, Konik dişliler[Online]. Erişim: http://www.guven-kutay.ch/disliler/12\_03\_konik\_disliler.pdf.
- [100] M. C. Fetvacı. (2018). Dişli çarklar [PDF].  
Erişim: file:///C:/Users/7/Downloads/montaj2018%20(5).pdf.
- [101] M. G. Kutay. Dişli çarklar, Silindirik dişliler[Online]. Erişim: http://www.guven-kutay.ch/disliler/12\_01\_silindirik\_disliler.pdf.
- [102] Otomobil teknolojisi. “Şaft milinin yapısı, çeşitleri, özellikleri ve çalışması”.  
https://otomobilt teknoloji.blogspot.com/2016/02/saft-milinin-yapisi-cesitleri-ozellikleri.html. Erişim tarihi: 5 Ekim 2019.
- [103] Ruag. “Cups”.  
https://www.ruag.com/en/products-services/land/ammunition-components-industry/components-ammunition-manufacture/cups. Erişim tarihi: 6 Ekim 2019.

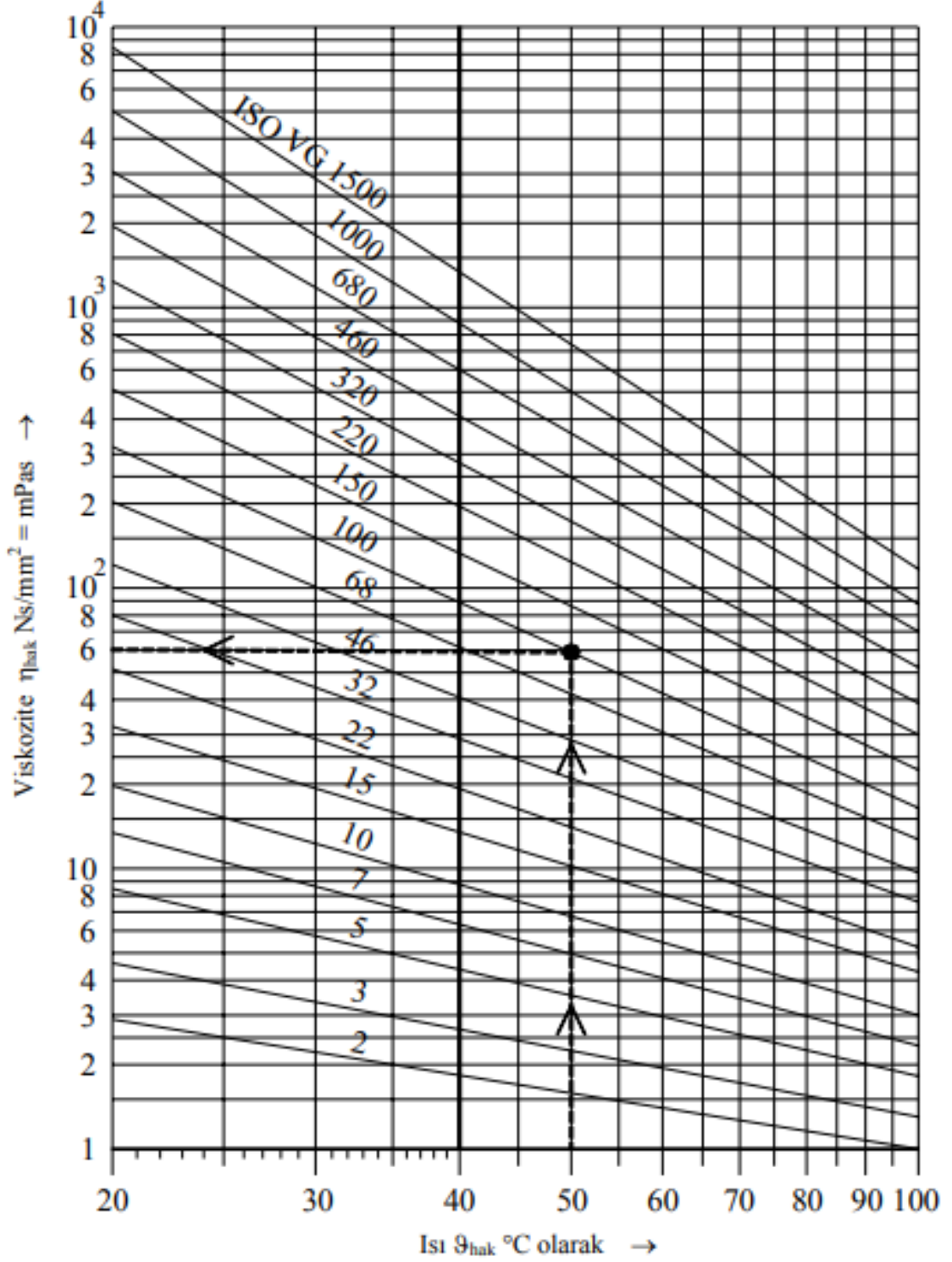
- [104] A. M. Cerit, "Makina mühendisliği el kitabı üretim ve tasarım," 2.cilt TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, Yayın no: 170, sayfa: 720, Ankara, 1996.
- [105] *Handbook of die design*, I. Suchy, New York, USA, 2006.
- [106] H. Gürün, "Derin çekme kalıplarındaki parametrelerin deneysel olarak incelenmesi ve bulanık mantık ile tahmini," Doktora tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gazi Üniversitesi, Ankara, 2008.
- [107] T. Altan, B. Preiffer, J. Breitling and K. Siegert, "Process control in blanking," *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 71, pp. 187-192, 1997.
- [108] M. G. Kutay. Toleranslar ve ölçülendirme[Online]. Erişim: [http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/02\\_toleranslar.pdf](http://www.guven-kutay.ch/ozet-konular/02_toleranslar.pdf).

# **EKLER**

## EKLER

### EK A: Radyal Kaymalı Yatak Hesaplarında Kullanılan Tablolar

Tablo A.1: Yağlar ve Viskoziteleri (Özgül Ağırlık  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ) [95].

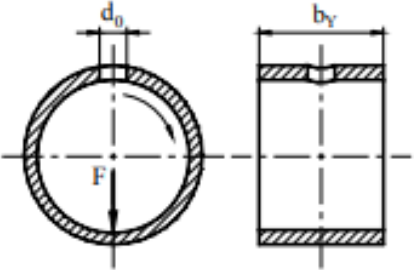
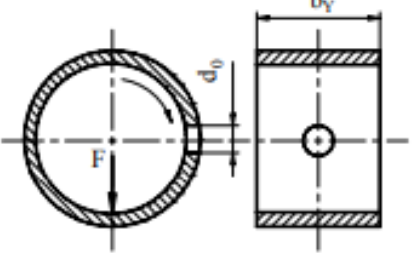
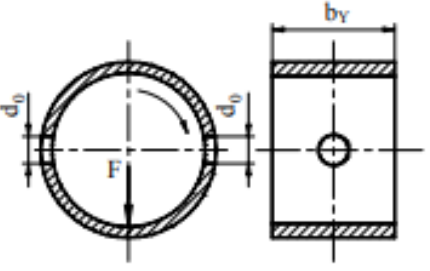
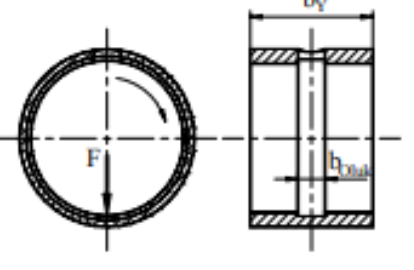


**Tablo A.2:** H7 ile Geçme Toleransları. Değerler  $\mu\text{m}$  Olarak [108].

Nominal ölçü mm olarak	H7	Boşluklu geçme			Ara geçme				Sıkı geçme		
		f6	g6	h6	js6	k6	m6	n6	p6	r6	s6
$\leq 3$	+10	-6	-2	0	$\pm 3$	+6	+8	+10	+12	+16	+20
	0	-12	-8	-6		0	+2	+4	+6	+10	+14
$> 3 - 6$	+12	-10	-4	0	$\pm 4$	+9	+12	+16	+20	+23	+27
	0	-18	-12	-8		+1	+4	+8	+12	+15	+19
$> 6 - 10$	+15	-13	-5	0	$\pm 4,5$	+10	+15	+19	+24	+28	+32
	0	-22	-14	-9		+1	+6	+10	+15	+19	+23
$> 10 - 18$	+18	-16	-6	0	$\pm 5,5$	+12	+18	+23	+29	+34	+39
	0	-27	-17	-11		+1	+7	+12	+18	+23	+28
$> 18 - 30$	+21	-20	-7	0	$\pm 6,5$	+15	+21	+28	+35	+41	+48
	0	-33	-20	-13		+2	+8	+15	+22	+28	+35
$> 30 - 50$	+25	-25	-9	0	$\pm 8$	+18	+25	+33	+42	+50	+59
	0	-41	-25	-16		+2	+9	+17	+26	+34	+43
$> 50 - 65$	+30	-30	-10	0	$\pm 9,5$	+21	+30	+39	+51	+60	+72
	0	-49	-29	-19		+2	+11	+20	+32	+41	+53
$> 65 - 80$										+62	+78
										+43	+59
$> 80-100$	+35	-36	-12	0	$\pm 11$	+25	+35	+45	+59	+73	+93
	0	-58	-34	-22		+3	+13	+23	+37	+51	+71
$> 100-120$										+76	+101
										+54	+79
$> 120-140$										+88	+117
										+63	+92
$> 140-160$	+40	-43	-14	0	$\pm 12,5$	+28	+40	+52	+68	+90	+125
	0	-68	-39	-25		+3	+15	+27	+43	+65	+100
$> 160-180$										+93	+133
										+68	+108
$> 180-200$										+106	+151
										+77	+122
$> 200-225$	+46	-50	-15	0	$\pm 14,5$	+33	+46	+60	+79	+109	+159
	0	-79	-44	-29		+4	+17	+31	+50	+80	+130
$> 225-250$										+113	+169
										+84	+140
$> 250-280$	+52	-56	-17	0	$\pm 16$	+36	+52	+66	+88	+126	+190
	0	-88	-49	-32		+4	+20	+34	+56	+94	+158
$> 280-315$										+130	+202
										+98	+170
$> 315-355$	+57	-62	-18	0	$\pm 18$	+40	+57	+73	+98	+144	+226
	0	-98	-54	-36		+4	+21	+37	+62	+108	+190
$> 355-400$										+150	+244
										+114	+208
$> 400-450$	+63	-68	-20	0	$\pm 20$	+45	+63	+80	+108	+166	+272
	0	-108	-60	-40		+5	+23	+40	+68	+126	+232
$> 450-500$										+172	+292
										+132	+252



**Tablo A.3:** Basınç Altında Göreceli Yağ Hacmi  $V_{Bgör}$  (Boyutsuz), Tek Parça Yatak [95].

Yağlama delikli:	
Geçerliği:	
$q_Y = 1,204 + 0,368 \cdot (d_0 / b_Y) - 1,046 \cdot (d_0 / b_Y)^2 + 1,942 \cdot (d_0 / b_Y)^3$ olarak alınır.	
	<p>Yağlama deliği kuvvet yönünün tersinde</p> $V_{Bgör} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^3}{\ln(b_Y / d_0)} \cdot q_Y$
	<p>Yağlama deliği kuvvet yönüne göre 90° de</p> $V_{Bgör} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{1}{\ln(b_Y / d_0)} \cdot q_Y$
	<p>İki yağ deliği kuvvet yönüne göre 90° de</p> $V_{Bgör} = \frac{\pi}{48} \cdot \frac{2}{\ln(b_Y / d_0)} \cdot q_Y$
	<p>Bir yağlama deliği ve 360° yağ oluğu</p> $V_{Bgör} = \frac{\pi}{24} \cdot \frac{1+1,5 \cdot \varepsilon^2}{b_Y / d_Y} \cdot \frac{b_Y}{b_Y - b_{Oluk}}$ <p>Bir yağlama deliği ve 180° yağ oluğu</p> $V_{Bgör} = \frac{1}{48} \cdot \frac{\pi \cdot (1+1,5 \cdot \varepsilon^2) + 6 \cdot \varepsilon + 1,33 \cdot \varepsilon^2}{(b_Y - b_{Oluk}) / d_Y}$

## EK B: Dişli Kutusu Hesaplarında Kullanılan Tablo

**Tablo B.1:** İşletme faktörü  $K_{i\dot{s}}$  [101].

<b>Tahrik eden makina</b>					
Ağır yüklemeli, kuvvetli darbeli. Örneğin: Tek silindirli motorlar					<b>Sıra</b>
Orta yüklemeli, normal darbeli. Örneğin: Çok silindirli motorlar					
Hafif yüklemeli, düzenli darbeli. Örneğin: Düzenli fakat sık sık çalıştırılan makineler					
Düzenli yüklemeli. Örneğin: Elektrik motorları, Buhar ve Gas türbini					
<b>Tahrik edilen makina</b>					
<b>Düzenli yüklemeli:</b> Örneğin: Ray üzerinde yürüyüşler, jeneratörler, lastik bantlı konveyörler, hafif yük asansörleri, ceraskallar, kavaletali götürücüler, saç bükme makineleri, giyotin makaslar, takım tezgahları ana tahriki, döner fırınlar, dokuma tezgahları, sargı makineleri, basma ve boyama makineleri, yoğurma makineleri.	1,0	1,1	1,25	1,5	1
<b>Hafif yüklemeli, düzenli darbeli:</b> Örneğin: Yol inşaat mak., yük asansörleri, çelik bantlı konveyörler, inşaat asansörleri, kaldırma redüktörleri, dönüş mekanizmaları, tambur kurutucular, boru hattı pompaları, betoniyerler, planya mak., karıştırıcılar, santrifujlar (hafif), pistonlu ve turbo kompresörler, yıkama makineleri, emiş pompaları.	1,25	1,35	1,5	1,75	2
<b>Orta yüklemeli, normal darbeli:</b> Örneğin: (Kimya) Hafif akışkanlı çalkalayıcılar, santrifujlar (ağır), (kaldırma ve iletme) Lastik bantlı konveyörler, kovalı elevatörler, (çeşitli) vantilatörler, ağaç işleme mak., vinç yürüyüşleri, dönüş tertibatları, takım tezgahları yardımcı tahrikleri, şişe ve kavanoz doldurma makineleri, ambalaj makineleri, hafif akışkan türbinler.	1,50	1,60	1,75	2,00 veya daha büyük	3
<b>Ağır yüklemeli, kuvvetli darbeli:</b> Örneğin: (Ekskavatörler) zincir kovalı ekskavatörler, paletli yürüyüşler, kovalı çarklar, kesici kafalar, (Petrol) kuyu açma mekanizmaları, (kaldırma ve iletme) insan asansörleri, eğik asansörler, (kauçuk mak.) yoğurma ve silindirleme makineleri, (vinç) bum ve yük kaldırma, (metal işleme) şahmerdanlar, planyalar, presler, makaslar, sıcak basma presleri, haddeler, (tahta sanayii) yontma tamburları ve makineleri, şerit testereler, (çeşitli) tuğla ve briket presleri, şeker kamışı öğütücüleri, pistonlu pompalar ve kompresörler, kırıcılar, değirmenler-	1,75	1,85	2,00	2,25 veya daha büyük	4
<b>Sütun</b>	1	2	3	4	

# ÖZGEÇMİŞ

## Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Ömer AÇIKEL

Doğum tarihi ve yeri : 12.03.1994 Bakırköy

e-posta : acikel.omer@gmail.com

## Öğrenim Bilgileri

Derece	Okul/Program	Yıl
Y. Lisans	Balıkesir Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2020
Lisans	Balıkesir Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2016
Lise	Ayvalık Anadolu Lisesi	2012